

Banca de Ensaios de Sistemas Eletro-hidráulicos

Jorge Fernando de Sousa

Dissertação do MIEM

Orientador: Professor Doutor Francisco Jorge Teixeira de Freitas



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica
Ramo de Automação

Setembro de 2013

“A person who never made a mistake never tried anything new”

Albert Einstein

Resumo

O ensino de unidades curriculares da área de automação é frequentemente complementado através de suporte laboratorial, permitindo aos estudantes uma aproximação ao ambiente industrial onde exercerão a sua profissão. Concomitantemente visa fomentar a aquisição de sensibilidade prática e de sentido de análise das várias tecnologias de acionamento.

Esta dissertação pretende ser um importante contributo no ensino prático das características e comportamentos de sistemas de acionamento hidráulico, através do desenvolvimento de um conjunto organizado de exercícios didáticos automatizados na banca óleo-hidráulica Gustavo Cudell, presente no respetivo laboratório da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

A multiplicidade de ferramentas que compõe esta banca garante a sua versatilidade e disponibilidade na montagem de circuitos hidráulicos com diversas configurações. Deste conjunto fazem parte diversos atuadores e válvulas de comando, incluindo válvulas proporcionais, detetores e transdutores e ainda dois grupos hidráulicos, sendo um de caudal variável por comando eletrónico.

Assumindo a função de integração, controlo e interface destes componentes já enumerados, está instalado um autómato programável e uma consola gráfica policromática, permitindo assim o desenvolvimento e implementação dos exercícios didáticos.

Foram, então, implementados exercícios automatizados, fazendo uso quer de componentes de hidráulica “convencional” quer de hidráulica “proporcional”, envolvendo sequências de ações pré-programadas, medições e monitorizações, cujo objetivo último será uma melhor compreensão, por parte do utilizador, de vários aspetos funcionais e característicos deste tipo de sistemas.

Foram, por fim, realizados diversos ensaios para validar e demonstrar as capacidades dos diferentes exercícios.

Electro-Hydraulic Systems Training Bench

Abstract

The teaching of automation course units is often complemented by laboratorial support to enable students to have a closer contact with the industrial environment in which they will exercise their profession. Concurrently, it aims to promote the acquisition of practical sensibility and sense of analysis of the various drive technologies.

This paper aims to be an important contribution to the practical teaching of the characteristics and behavior of hydraulic drive systems, through the development of an organized set of automated didactic exercises on the hydraulic bench Gustavo Cudell, located at the oil-hydraulic laboratory, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

The plethora of tools that compose this bench ensures its versatility and availability in the assembly of hydraulic circuits with different configurations. Forming part of this set there are several actuators and control valves including proportional valves, detectors and transducers and also two hydraulic power groups, one of which having electronically commanded variable flow.

Taking the role of integration, control and interface with these components, this bench comes equipped with a PLC (Programmable Logic Controller) and a polychromatic graphical console, thereby allowing the development and implementation of the didactic exercises.

Therefore, several automated exercises were implemented, using either conventional or proportional hydraulic components, involving pre-programmed sequences of actions, measurements and monitoring, aiming towards a better understanding by the user of the various functional aspects and characteristics of this type of systems.

Finally, various tests have been performed to validate and demonstrate the capabilities of the developed exercises.

Agradecimentos

Ao meu orientador, Professor Francisco Jorge Teixeira de Freitas, por toda a dedicação e acompanhamento que demonstrou ao longo da presente dissertação, assim como pela permanente exigência no rigor e no inculcar de responsabilidade.

Ao Sr. Joaquim Silva, técnico de laboratório, pela sua disponibilidade, pelo companheirismo e pelos momentos de boa disposição que proporcionou durante a minha permanência no Laboratório de Óleo-hidráulica.

À minha família, pelo seu apoio e contributo para a conclusão desta etapa da minha vida.

Ao Pedro Alberto Santos, pela amizade e pela companhia, por todo apoio que me deu e por constantemente me desafiar a dar o meu melhor.

Aos meus colegas e amigos que me acompanharam na realização da dissertação, Ana Ribeiro, Pedro Carneiro, Rafael Correia, Sérgio Cunha, Carlos Dias, Pedro Rodrigues e Eduardo Cândido, pela ajuda, disponibilidade e críticas construtivas dadas ao longo de todo este trabalho. Também pelos momentos de companheirismo, pelas gargalhadas e pelos almoços sempre divertidos.

Aos restantes colegas e amigos do curso de Engenharia Mecânica, pelo apoio e disponibilidade.

A todos, o meu bem-hajam!

Índice

1	Introdução.....	1
1.1	A Banca Gustavo Cudell.....	1
1.2	Objetivos da presente dissertação	3
1.3	Estrutura do relatório	3
2	Estudo Prévio.....	5
2.1	Recursos da banca.....	5
2.1.1	Comandos disponíveis	6
2.1.2	Componentes hidráulicos	6
2.1.3	Detetores e Transdutores	7
2.1.4	Autómato Programável.....	9
2.1.5	Interface Homem-Máquina.....	10
2.2	Análise da programação anteriormente desenvolvida.....	11
2.2.1	Programação base	11
2.2.2	Exercícios de demonstração	13
2.2.3	Interface externa - Manipulador Hidráulico	19
2.3	Alterações a realizar.....	22
3	Estruturação e desenvolvimento da interface homem-máquina.....	23
3.1	Desenvolvimento da interface gráfica.....	23
3.1.1	Estrutura base da interface gráfica.....	23
3.1.2	Estrutura dos ecrãs e navegação	24
3.1.3	Menu principal.....	25
3.1.4	Emergências	26
3.2	Comando Manual.....	27
3.3	Exercícios Programados.....	28
3.4	Integração da interface do manipulador hidráulico externo	29
4	Exercícios com comando digital do movimento.....	33
4.1	Exercícios A – Atuador linear simétrico, sujeito a carga inercial ajustável	33
4.1.1	Análise prévia do circuito hidráulico.....	35
4.1.2	Exercício A1 – Análise do movimento de avanço e de recuo	36
4.1.3	Exercício A2 – Estudo do balanço energético no movimento de avanço e de recuo.....	42
4.1.4	Exercício A3 – Dinâmica de paragem do atuador	46
4.1.5	Exercício A4 – Movimento cíclico: estudo das inversões de movimento	50

4.1.6	Exercício A5 – Movimento cíclico: compensação dos desvios de curso ocorridos nas inversões	52
4.1.7	Comandos, Eventos e Avisos	55
4.2	Exercícios B – Atuador linear assimétrico, sujeito a carga gravítica	55
4.2.1	Análise prévia dos circuitos hidráulicos	59
4.2.2	Exercício B1 – Estudo do movimento de subida e descida da massa com carga atuante na câmara secundária	61
4.2.3	Exercício B2 – Estudo de movimento de subida e descida da massa com carga atuante na câmara principal	65
4.2.4	Exercício B3 – Análise das inversões de movimento com carga atuante na câmara secundária.	68
4.2.5	Exercício B4 – Análise das inversões de movimento com carga atuante na câmara principal	70
4.2.6	Comandos, eventos e avisos	71
4.3	Exercícios C – Motor hidráulico, sujeito a carga inercial ajustável	72
4.3.1	Análise prévia do circuito hidráulico	74
4.3.2	Exercício C1 – Velocidade e perdas de carga do motor hidráulico	74
4.3.3	Exercício C2 – Dinâmica de inversão do sentido de rotação	78
4.3.4	Comandos, eventos e avisos	79
5	Exercícios com comando proporcional do movimento	81
5.1	Exercícios D – Atuador linear simétrico, sujeito a carga inercial ajustável	81
5.1.1	Análise prévia do circuito em fonte de pressão	82
5.1.2	Análise prévia do circuito em fonte de caudal	83
5.1.3	Exercício D1 – Determinação da influência das rampas de aceleração e desaceleração no movimento, com circuito em fonte de pressão	84
5.1.4	Exercício D2 – Estudo de potência e perdas de carga na válvula direcional	87
5.1.5	Exercício D3 – Movimento cíclico: compensação dos desvios de curso ocorridos nas inversões de movimento com circuito em fonte de pressão	90
5.1.6	Exercício D4 – Análise de potência e eficiência durante o movimento do atuador com circuito em fonte de caudal	93
5.1.7	Exercício D5 – Movimento cíclico: compensação dos desvios de curso ocorridos nas inversões de movimento com circuito em fonte de caudal	95
5.2	Exercícios E – Atuador linear assimétrico, sujeito a carga gravítica	97
5.2.1	Análise prévia dos circuitos em fonte de pressão	101
5.2.2	Análise prévia dos circuitos em fonte de caudal	102
5.2.3	Interfaces gráficas	102
5.2.4	Resultados obtidos	103

5.3	Exercícios F – Motor hidráulico, sujeito a carga inercial ajustável	110
5.3.1	Controlo de velocidade	111
5.3.2	Interface gráfica e funcionalidades	112
5.3.3	Resultados obtidos	113
6	Exercícios de caracterização de elementos da banca	115
6.1	Controlo de pressão	115
6.2	Exercício G1 - Calibração e caracterização da histerese de pressostatos	116
6.2.1	Interface gráfica e funcionalidades	117
6.2.2	Resultados obtidos	118
6.3	Exercício G2 - Caracterização da dinâmica de eletroválvulas direcionais 4/3	120
6.3.1	Interface gráfica e funcionalidades	122
6.3.2	Resultados obtidos	122
7	Conclusões	125
7.1	Trabalhos futuros	127
8	Bibliografia	129
	Anexo A – Componentes hidráulicos da Banca	131
	Anexo B – Exercícios de demonstração pré-existentes	135
	Anexo C – Ecrãs de informação de exercícios	145
	Anexo D – SFC de programação de exercícios	155

Índice de Figuras

Figura 1.1 - Módulo de Comandos	2
Figura 1.2 - Módulo de Atuadores	2
Figura 1.3 - Módulo de Armazenamento de componentes	2
Figura 2.1 - Módulo de Comandos	5
Figura 2.2 - Módulo de Atuadores	5
Figura 2.3 - Exemplo de ligações hidráulicas rápidas	6
Figura 2.4 - Ligações elétricas entre o Módulo de Comandos e o Módulo de Atuadores	6
Figura 2.5 - Atuador linear duplo efeito simétrico que movimenta uma mesa com massa variável	7
Figura 2.6 - Motor hidráulico de engrenagem exterior bidirecional	7
Figura 2.7 – Conjunto de dois atuadores lineares de duplo efeito assimétricos, em oposição	7
Figura 2.8 - Atuador linear de duplo efeito assimétrico disposto verticalmente	7
Figura 2.9 - <i>Displays</i> digitais	9
Figura 2.10 - Configuração do bastidor do autómato	9

Figura 2.11 – Consola gráfica policromática.....	10
Figura 2.12 - SFC geral	11
Figura 2.13 – Macroetapa Emergência.....	12
Figura 2.14 - Macroetapa Global.....	12
Figura 2.15 - Macroetapa Funcionamento.....	12
Figura 2.16 - Ecrã inicial no <i>software Unity Pro XL</i>	13
Figura 2.17 - Circuito hidráulico dos exercícios 1 e 2.....	14
Figura 2.18 - Diagrama temporal de determinação dos tempos de avanço e recuo	14
Figura 2.19 – Diagramas temporais de determinação dos tempos de inversão de movimento.....	15
Figura 2.20 - Evidência dos fenómenos de " <i>subcurso</i> " e " <i>sobrecurso</i> "	15
Figura 2.21 - Desvios ocorridos no movimento de avanço com carga 100 kg e velocidade variável	16
Figura 2.22 - Circuito hidráulico do exercício 3.....	17
Figura 2.23 - Circuito hidráulico do exercício 4.....	17
Figura 2.24 - Manipulador hidráulico de três eixos e respetivo armário de comando	19
Figura 2.25- Consola manual do manipulador.....	19
Figura 2.26 - Ecrã de inicialização do manipulador hidráulico	20
Figura 2.27 - Ecrã de escolha de modo de funcionamento do manipulador	20
Figura 2.28 - Ecrã do modo manual do manipulador	20
Figura 2.29 - Ecrã do modo automático do manipulador	20
Figura 2.30 - Ensino de trajetórias através do modo manual	20
Figura 2.31 - Macroetapa manipulador	21
Figura 2.32 - Diagrama de blocos representativo do sistema de controlo de cada eixo	21
Figura 3.1 - Estruturação da interface gráfica.....	24
Figura 3.2 - Esquema geral dos menus da interface gráfica	25
Figura 3.3 - Menu principal.....	26
Figura 3.4- Painel de informação de emergência	26
Figura 3.5 - <i>Reset</i> manual disponível ao utilizador	26
Figura 3.6 – Ecrã de manipulação do Comando Manual.....	27
Figura 3.7 – Exemplo de aplicação do Comando Manual	28
Figura 3.8 - Menu de escolha de exercícios	28
Figura 3.9- Esquema dos ecrãs de informação	29
Figura 3.10 - Painel de confirmação das ligações do circuito hidráulico	29
Figura 3.11 – Ecrã informativo das ligações elétricas do manipulador	30
Figura 3.12 – Painel de confirmação das ligações do manipulador hidráulico externo	30

Figura 3.13 - Ecrãs de interface atualizados do manipulador hidráulico externo.....	31
Figura 3.14 – Painel de informação de emergência do manipulador hidráulico externo.....	31
Figura 4.1 - Circuito hidráulico do conjunto de exercícios A	34
Figura 4.2 - Diagrama temporal de determinação dos tempos de avanço e recuo no exercício A1	37
Figura 4.3 - Diagrama temporal de movimento do atuador.....	37
Figura 4.4 – Ecrã de execução do exercício A1	38
Figura 4.5 – Gráficos de informação de curso percorrido, tempos, velocidades e caudais.	38
Figura 4.6 - Erro na determinação do curso de movimento	40
Figura 4.7 - Esquema demonstrativo dos erros de leitura do transdutor de posição	41
Figura 4.8 - Determinação da função de compensação de erros de curso medido entre FDC	41
Figura 4.9 – Ecrã de execução do exercício A2	44
Figura 4.10 - Determinação do sobrecurso durante a paragem do atuador	47
Figura 4.11 – Cálculo do tempo de paragem do atuador no exercício A3	47
Figura 4.12 - Interface gráfica do exercício A3	47
Figura 4.13 - Interface gráfica do exercício A4	50
Figura 4.14 - Interface gráfica do exercício A5	53
Figura 4.15 - Gráfico de desvios de curso.....	53
Figura 4.16 - Desvios de curso verificados para diferentes velocidades	54
Figura 4.17 - Desvios de curso verificados para carga crescente	54
Figura 4.18 – Carga atuante na câmara secundária do atuador e respetivo esquema equivalente	56
Figura 4.19 – Carga atuante na câmara principal do atuador e respetivo esquema equivalente.....	56
Figura 4.20 - Equilíbrio de forças na roldana do atuador.....	57
Figura 4.21 - Circuito hidráulico do conjunto de exercícios B - Carga atuante na câmara secundária	57
Figura 4.22- Circuito hidráulico do conjunto de exercícios B - Carga atuante na câmara principal	58
Figura 4.23 - Equilíbrio de forças com carga atuante na câmara secundária	60
Figura 4.24 - Equilíbrio de forças com carga atuante na câmara principal	61
Figura 4.25 - Diagrama temporal de determinação dos tempos de subida e de descida da massa	61
Figura 4.26 - Diagrama temporal de movimento do atuador.....	62
Figura 4.27 - Ecrã de execução do exercício B1	62
Figura 4.28 - Tempos de subida e descida da massa registados no exercício B1	63
Figura 4.29 - Pressões registadas no movimento de subida	64
Figura 4.30- Pressões registadas no movimento de descida.....	64
Figura 4.31 - Ecrã de execução do exercício B2	66
Figura 4.32 – Tempos de subida e descida da massa registados no exercício B2	66

Figura 4.33 - Pressões registadas no movimento de subida da massa	67
Figura 4.34 - Pressões registadas no movimento de descida da massa.....	68
Figura 4.35 – Diagramas temporais de determinação dos tempos de inversão na subida e na descida da massa	68
Figura 4.36 - Ecrã de execução do exercício B3	69
Figura 4.37 - Tempos de inversão do movimento no exercício B3	69
Figura 4.38 - Ecrã de execução do exercício B4	70
Figura 4.39 - Tempos de inversão de movimento do exercício B4	71
Figura 4.40 - Circuito hidráulico do conjunto de exercícios C	73
Figura 4.41 - Ecrã de execução do exercício C1	75
Figura 4.42 - Relação entre velocidade e perdas de carga do motor, sem carga inercial	76
Figura 4.43 - Relação entre contrapressão, velocidade de rotação e perdas de carga do motor	77
Figura 4.44 - Relação entre velocidade e perdas de carga do motor, a diferentes cargas inerciais.....	77
Figura 4.45 - Ecrã de execução do exercício C2	78
Figura 5.1 – Circuito hidráulico em fonte de pressão do conjunto de exercícios D	82
Figura 5.2 – Circuito hidráulico em fonte de caudal do conjunto de exercícios D	83
Figura 5.3 – Determinação dos tempos de rampa.....	85
Figura 5.4 - Dinâmica de paragem (tempo e sobrecurso)	85
Figura 5.5 – Interface do exercício D1	85
Figura 5.6 - Ecrã de execução do exercício D2	88
Figura 5.7 - Ecrã de execução do exercício D3	90
Figura 5.8 – Gráfico de desvios de curso	91
Figura 5.9 – Desvios de curso verificados para diferentes velocidades.....	91
Figura 5.10 - Desvios de curso verificados para diferentes velocidades	92
Figura 5.11 - Desvios de curso verificados para diferentes velocidades	92
Figura 5.12 – Desvios de curso verificados para diferentes valores de rampa de desaceleração	93
Figura 5.13 – Ecrã de execução do exercício D4	93
Figura 5.14 – Ecrã de execução do exercício D5	95
Figura 5.15 – Gráfico de desvios de curso	95
Figura 5.16 – Desvios de curso verificados a diferentes velocidades no exercício D5	96
Figura 5.17 – Desvios de curso verificados a diferentes velocidades.....	96
Figura 5.18 – Desvios de curso verificados a diferentes velocidades.....	97
Figura 5.19 – Circuito em fonte de pressão com carga atuante na câmara secundária	98
Figura 5.20 – Circuito em fonte de pressão com carga atuante na câmara principal	98
Figura 5.21 – Circuito em fonte de caudal cm carga atuante na câmara secundária	99

Figura 5.22 – Circuito em fonte de caudal com carga atuante na câmara principal	99
Figura 5.23 - Diagrama temporal de determinação dos tempos de subida e de descida da massa	101
Figura 5.24 – Diagramas temporais de determinação dos tempos de inversão na subida e na descida da massa	101
Figura 5.25 - Ecrãs de interface dos exercícios E1, E2, E3 e E4.....	103
Figura 5.26 - Circuito hidráulico do conjunto de exercícios F	110
Figura 5.27 - Diagrama de blocos simplificado do controlo de velocidade do motor	112
Figura 5.28 - Ecrã de execução do exercício F1	113
Figura 6.1 - Diagrama de blocos simplificado do controlo de pressão.....	116
Figura 6.2 - Circuito hidráulico do Exercício G1	116
Figura 6.3 – Ecrã de execução do exercício G1	117
Figura 6.4 – Pré-calibração dos pressostatos.....	118
Figura 6.5 – Caracterização da histerese dos pressostatos	118
Figura 6.6 - Valores de pressão nas transições ascendente e descendente do pressostato 1.....	119
Figura 6.7 - Valores de pressão nas transições ascendente e descendente do pressostato 2.....	119
Figura 6.8 - Histerese de ambos os pressostatos	120
Figura 6.9 - Circuito hidráulico do exercício G2	120
Figura 6.10 - Ligações elétricas de válvulas direcionais com diferentes configurações de gaveta	121
Figura 6.11 - Diagrama temporal do exercício G2.....	121
Figura 6.12 - Ecrã de execução do exercício G2.....	122
Figura 6.13 – Tempo de movimento da válvula entre a posição central e a posição 2.....	123
Figura 6.14 – Tempo de movimento da válvula entre a posição central e a posição 3.....	123
Figura 6.15 – Tempo de movimento da válvula entre posições extremas	124

Índice de Tabelas

Tabela 2.1 - Cartas eletrónicas e respetivas funções	6
Tabela 2.2 - Detetores e Transdutores presentes no Módulo de Comandos	8
Tabela 2.3 - Detetores e Transdutores presentes no Módulo de Atuadores	8
Tabela 2.4 - Módulos do autómato e respetivas funções.....	9
Tabela 2.5 - Características da consola gráfica	10
Tabela 3.1 – Ícones de navegação	25
Tabela 4.1 - Dimensões do atuador linear simétrico	36
Tabela 4.2 - Resultados obtidos no 1º ensaio ao exercício A1	39
Tabela 4.3 - Comparação entre valores de curso “medido” e “calculado”	39
Tabela 4.4 - Resultados do 1º ensaio ao exercício A1, com cálculo de curso percorrido compensado	42

Tabela 4.5 - Resultados obtidos no 2º ao exercício A1	42
Tabela 4.6 – Expressões de cálculo de potências do exercício A2	43
Tabela 4.7 – Comparação entre valores de potência gerada, efetiva e dissipada na VLP obtidos no 1º ensaio ao exercício A2	45
Tabela 4.8 – Comparação entre valores de potência efetiva, do atuador e dissipada na VRC obtidos no 1º ensaio ao exercício A2	45
Tabela 4.9 - Diferencial de pressão entre as câmaras do atuador observado no 1º ensaio ao exercício A2	45
Tabela 4.10 – Comparação entre valores de potência gerada, efetiva e dissipada na VLP obtidos no 2º ensaio ao exercício A2	46
Tabela 4.11 - Comparação entre valores de potência efetiva, do atuador e dissipada na VRC obtidos no 2º ensaio ao exercício A2	46
Tabela 4.12 - Diferencial de pressão entre as câmaras do atuador observado no 2º ensaio ao exercício A2	46
Tabela 4.13 – Resultados obtidos do 1º ensaio ao exercício A3	48
Tabela 4.14 – Valores de pressão verificados nas câmaras do atuador no 1º ensaio ao exercício A3	49
Tabela 4.15 – Resultados obtidos no 2º ensaio ao exercício A3	49
Tabela 4.16 – Valores de pressão verificados nas câmaras do atuador no 2º ensaio ao exercício A3	49
Tabela 4.17 – Resultados obtidos no 1º ensaio ao exercício A4	51
Tabela 4.18 - Valores de pressão verificados no 1º ensaio ao exercício A4	51
Tabela 4.19 – Resultados obtidos no 2º ensaio ao exercício A4	52
Tabela 4.20 - Valores de pressão verificados no 2º ensaio ao exercício A4	52
Tabela 4.21 - Dimensões do atuador assimétrico presente no Módulo de Comandos	59
Tabela 4.22 - Tempos médios registados na subida e descida da massa	63
Tabela 4.23 - Valores médios de pressão	64
Tabela 4.24 – Tempos médios de subida e de descida da massa no exercício B2	67
Tabela 4.25 – Pressões médias das câmaras do atuador no exercício B2	68
Tabela 4.26 - Tempos médios de inversão do sentido de movimento no exercício B3	70
Tabela 4.27 - Tempos médios de inversão nos ensaios dos exercícios B3 e B4	71
Tabela 5.1 - Resultados obtidos no ensaio 1 ao exercício D1	86
Tabela 5.2 - Resultados obtidos no ensaio 2 ao exercício D1	87
Tabela 5.3 – Comparação entre valores de potência gerada, efetiva e dissipada na VLP obtidos no ensaio ao exercício D2	88
Tabela 5.4 – Comparação entre valores de potência efetiva, do atuador e dissipada na válvula direcional obtidos no ensaio ao exercício D2	89
Tabela 5.5 - Perdas de carga na válvula direcional (sentido P-A)	89
Tabela 5.6 - Comparação entre os resultados de potência efetiva dos exercícios A2 e D2	89

Tabela 5.7 - Comparação entre os resultados de potência do atuador dos exercícios A2 e D2.....	90
Tabela 5.8 – Comparação entre valores de potência gerada, efetiva e dissipada na VLP obtidos no ensaio ao exercício D5.....	94
Tabela 5.9 - Comparação entre valores de potência efetiva, do atuador e dissipada na válvula de contrapressão.....	94
Tabela 5.10 – Comparação entre os resultados de potência efetiva dos exercícios A5, D2 e D5	95
Tabela 5.11 – Tempos de movimento e de inversão obtidos no ensaio ao exercício E1	104
Tabela 5.12 – Pressões registadas em ambas as câmaras do atuador no ensaio ao exercício E1	104
Tabela 5.13 – Cálculo de quedas de pressão de alimentação na válvula direcional no exercício E1	105
Tabela 5.14 – Tempos de movimento e de inversão obtidos no ensaio ao exercício E2.....	106
Tabela 5.15 – Pressões registadas em ambas as câmaras do atuador no ensaio ao exercício E2	106
Tabela 5.16 – Cálculo de quedas de pressão de alimentação na válvula direcional no exercício E2	106
Tabela 5.17 – Tempos de movimento e de inversão obtidos no ensaio ao exercício E3.....	107
Tabela 5.18 – Pressões registadas em ambas as câmaras do atuador no ensaio ao exercício E3	107
Tabela 5.19 – Relação entre os tempos de subida e de descida da massa no exercício E3	107
Tabela 5.20 – Tempos de movimento e de inversão obtidos no ensaio ao exercício E4.....	108
Tabela 5.21 – Pressões registadas em ambas as câmaras do atuador no ensaio ao exercício E4	108
Tabela 5.22 - Relação entre os tempos de subida e de descida da massa no exercício E4	109
Tabela 5.23 – Influência da alteração das rampas de aceleração e de desaceleração no exercício E1	109
Tabela 5.24 - Influência da alteração das rampas de aceleração e de desaceleração no exercício E3	109
Tabela 6.1 – Posições da válvula direcional.....	121
Tabela 6.2 – Tempos médios de movimento da posição central para as posições extremas	124
Tabela 6.3 – Tempos médios de movimento entre posições extremas	124

1 Introdução

A automação está hoje fortemente associada à atividade produtiva industrial. Dada a elevada importância de que se reveste, a indústria produtiva requer a existência de profissionais com extenso conhecimento em sistemas de acionamento, nomeadamente no que diz respeito às suas aplicações, características e formas de comando.

Com vista a uma melhor preparação dos futuros engenheiros, o ensino de unidades curriculares da área de automação na Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto é complementada através de um suporte laboratorial, que se pretende constante e atualizado. Desta forma, são transmitidas aos estudantes as aplicações reais das tecnologias associadas à automação, ao mesmo tempo sensibilizando-os para a relevância que estas assumem em meio industrial.

No curso de Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, uma parte deste suporte é fornecido através do Laboratório de Óleo-hidráulica. Este laboratório disponibiliza um apoio nuclear na unidade curricular de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos, onde são lecionados os conceitos básicos da óleo-hidráulica, e também nas unidades curriculares de Servomecanismos e de Computação Industrial, estas últimas no âmbito do ramo de Automação, lecionadas no quinto ano curricular.

É no contexto de constante desenvolvimento dos meios laboratoriais de suporte ao ensino de unidades curriculares da área de automação que surge o tema do presente trabalho: Banca de Ensaios de Sistemas Eletro-hidráulicos Gustavo Cudell. Insere-se no âmbito da unidade curricular de Dissertação do curso de Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, ramo de Automação, da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto. Contou com a orientação do Professor Doutor Francisco Jorge Teixeira de Freitas e foi realizado durante o segundo semestre do ano letivo 2012/2013.

1.1 A Banca Gustavo Cudell

O presente trabalho consiste no desenvolvimento de um conjunto organizado de exercícios automatizados de sistemas eletro-hidráulicos para implementação na banca Gustavo Cudell, existente no laboratório de Óleo-hidráulica da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

A banca Gustavo Cudell é uma banca automatizada que permite a construção de sistemas tanto de hidráulica convencional como de hidráulica proporcional. Dado o conjunto diverso de componentes hidráulicos e também a potência instalada na banca, é possível a realização de exercícios de complexidade superior aos normalmente possíveis em bancas com vocação didática. Devido a este facto, é mais correto definir este equipamento como “banca de ensaios”, em contraponto com a definição de “banca didática” (1).

Esta banca é constituída por três módulos:

- Módulo de Comandos - Figura 1.1
- Módulo de Atuadores - Figura 1.2
- Módulo de Armazenamento de componentes - Figura 1.3



Figura 1.1 - Módulo de Comandos



Figura 1.2 - Módulo de Atuadores



Figura 1.3 - Módulo de Armazenamento de componentes

O Módulo de Comandos é o módulo principal, onde se podem montar de um modo flexível os componentes de cada circuito hidráulico a ensaiar e interligá-los. Como o seu próprio nome indica, é neste módulo que estão localizadas as funções de comando para os circuitos hidráulicos montados, incluindo também o autómato programável e a interface homem-máquina.

O Módulo de Atuadores compreende três atuadores de duplo efeito, um simétrico (ao qual está acoplada uma mesa) e dois assimétricos, para além de um motor hidráulico e de um vaso de medição. Neste módulo está também localizado o reservatório de óleo, assim como dois grupos hidráulicos (cada um com um motor elétrico de 7,5 kW). Um dos grupos hidráulicos é composto por uma bomba de cilindrada variável.

O Módulo de Armazenamento de componentes destina-se unicamente ao armazenamento dos componentes hidráulicos amovíveis e mangueiras de ligação não utilizados numa sessão de ensaios.

No ano letivo 2011/2012 este equipamento foi alvo de uma requalificação tecnológica (1). Esta teve especial ênfase ao nível da monitorização, meios de medição e segurança. Envolveu também a instalação de um novo autómato e a criação de um conjunto de exemplos demonstrativos da sua funcionalidade. Posteriormente foi adicionada uma interface gráfica policromática de grande capacidade.

Para além da utilização dos componentes existentes no Módulo de Atuadores, esta banca está preparada para a utilização de alguns dos seus recursos, nomeadamente do autómato e dos grupos energéticos, para comando de sistemas externos. No ano letivo 2012/2013 foi colocado em funcionamento, por comando a partir desta banca, um manipulador hidráulico de três eixos (2), que faz uso de outros recursos existentes, nomeadamente a energia hidráulica gerada.

1.2 Objetivos da presente dissertação

Esta dissertação consiste no desenvolvimento de um conjunto de exercícios automatizados de sistemas eletro-hidráulicos na banca Gustavo Cudell, existente no laboratório de Óleo-hidráulica da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, anteriormente apresentada.

É dada especial ênfase à criação de exercícios de âmbito didático avançado, adequados ao ensino das características de sistemas hidráulicos. Como estrutura de suporte ao desenvolvimento e implementação dos exercícios, são usadas as capacidades de controlo e comando do autómato programável e da interface gráfica policromática existentes na banca.

A programação do autómato inclui toda a estrutura criada no âmbito da recente requalificação tecnológica e do comando do manipulador hidráulico externo. Os exercícios de demonstração anteriormente criados são igualmente incluídos, sofrendo as alterações necessárias à sua integração com o restante trabalho entretanto desenvolvido.

1.3 Estrutura do relatório

O presente relatório encontra-se dividido em seis partes, incluindo esta secção introdutória.

No capítulo 2 é apresentado o estudo prévio das características e especificações da banca Gustavo Cudell, sendo descritos e caracterizados os diferentes componentes hidráulicos e eletrónicos que a constituem. Neste capítulo é incluída também uma análise dos trabalhos anteriormente realizados.

O capítulo 3 é dedicado à apresentação da estrutura base de programação da interface homem-máquina desenvolvida e implementada no presente trabalho, à descrição do modo de “Comando Manual” e à integração da estrutura de programação do manipulador hidráulico externo. O modo de “Comando Manual” foi desenvolvido com intuito de possibilitar a atuação manual das diversas saídas do autómato e a monitorização de todas as respetivas entradas

No capítulo 4 é apresentado um primeiro conjunto de exercícios de comando de movimento desenvolvidos no decorrer da presente dissertação. Estes movimentos possuem em comum o facto de a sua forma de comando ser digital.

O capítulo 5 é dedicado à apresentação dos exercícios de movimento desenvolvidos, materializados através de comando proporcional.

No capítulo 6 são concretizados os exercícios concebidos com o objetivo de caracterizar os elementos eletro-hidráulicos de maior interesse didático.

Para cada exercício apresentado nos três capítulos anteriores é realizada a sua descrição completa, bem como a sua implementação na interface gráfica. Também são apresentados e analisados os resultados obtidos decorrentes da execução destes mesmos exercícios.

O capítulo 7 corresponde à súmula das conclusões mais pertinentes de todo o trabalho desenvolvido, bem como de algumas propostas para, futuramente, o enriquecer didática e funcionalmente.

2 Estudo Prévio

Neste capítulo é realizada uma análise detalhada dos recursos disponibilizados pela banca óleo-hidráulica Gustavo Cudell. Esta análise incide sobre os aspetos físicos da banca, nomeadamente em termos de comando, atuações, detetores e transdutores, e também sobre os aspetos de programação do autómato realizados em âmbitos anteriores.

As temáticas abordadas neste capítulo estão organizadas da seguinte forma:

- Recursos da banca – é realizada a descrição dos atuadores e instrumentação existentes na banca, assim como do autómato e interface gráfica que a equipam.
- Análise da programação anteriormente desenvolvida – nesta secção é analisada toda a programação de base já realizada, no âmbito dos trabalhos de requalificação da banca de ensaios e do manipulador hidráulico externo.
- Alterações a realizar – tendo em conta o exposto nos tópicos anteriores, são descritas as alterações a realizar ao nível da programação do autómato, com vista à sua integração com a interface gráfica a desenvolver.

2.1 Recursos da banca

No capítulo introdutório do presente trabalho foi realizada uma breve descrição da banca óleo-hidráulica e dos módulos que a constituem. Como foi referido, esta banca é constituída por três módulos, dois dos quais se encontram interligados em termos elétricos e hidráulicos – Módulo de Comandos e Módulo de Atuadores. O módulo restante – Módulo de Armazenamento de componentes – não é relevante em termos funcionais para além, como o próprio nome indica, da função de armazenamento de componentes e manguelras não utilizadas num determinado ensaio.



Figura 2.1 - Módulo de Comandos

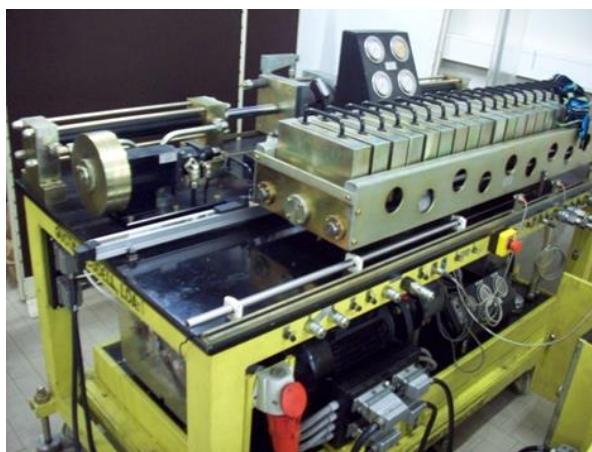


Figura 2.2 - Módulo de Atuadores

No Módulo de Comandos - Figura 2.1 – estão situados todos os elementos de comando da banca, incluindo o autômato programável e a interface gráfica. Possui uma área de montagem de válvulas e outros acessórios amovíveis.

No Módulo de Atuadores - Figura 2.2 – situam-se quatro atuadores hidráulicos, assim como o quadro elétrico de potência, dois grupos hidráulicos e o reservatório de óleo.

O Módulo de Comandos encontra-se elétrica e hidraulicamente ligado ao Módulo de Atuadores. As ligações hidráulicas são asseguradas por mangueiras equipadas com ligações rápidas - Figura 2.3. As ligações elétricas envolvem transmissão de energia, comandos e monitorizações - Figura 2.4.



Figura 2.3 - Exemplo de ligações hidráulicas rápidas



Figura 2.4 - Ligações elétricas entre o Módulo de Comandos e o Módulo de Atuadores

2.1.1 Comandos disponíveis

A realização dos diversos comandos é realizada exclusivamente no Módulo de Comandos. Estão presentes seis saídas digitais, referenciadas sequencialmente na forma S1 a S6. Relativamente a comandos analógicos, estes são realizados com recurso a cinco cartas eletrônicas, da marca *Rexroth*, com as seguintes funções:

Carta eletrônica	Função
VT2013	Comando de válvula limitadora de pressão proporcional
VT3000	Comando de válvula redutora de pressão proporcional
VT5005	Comando de válvula direcional proporcional
VT5010	Comando de válvula reguladora de caudal proporcional
VT5036	Comando de cilindrada da bomba hidráulica 2

Tabela 2.1 - Cartas eletrônicas e respetivas funções

No âmbito da requalificação tecnológica desta banca, foram retiradas as botoneiras de comando manual do arranque e paragem dos grupos hidráulicos, ficando esta opção a depender exclusivamente da interface gráfica (1).

2.1.2 Componentes hidráulicos

No total, a banca possui cinco atuadores hidráulicos. Quatro atuadores estão localizados no Módulo de Atuadores, sendo estes:

- um atuador linear de duplo efeito simétrico, que movimenta uma mesa de massa ajustável entre 100 e 300 kg – dimensões 50x36-500 - Figura 2.5;

- um motor hidráulico bidirecional de engrenagem exterior - Figura 2.6;
- um conjunto de dois atuadores lineares de duplo efeito assimétricos montados em oposição – dimensões 50x36-500 - Figura 2.7.

Na parte inferior do Módulo de Atuadores situam-se:

- o quadro elétrico de potência;
- o reservatório de óleo;
- dois grupos hidráulicos, ambos equipados com um motor de 7,5 kW de potência.

O grupo hidráulico 1 é constituído por uma bomba de engrenagem interior, com 16 cm³ de cilindrada, e o grupo hidráulico 2 é constituído por uma bomba de êmbolos axiais, de cilindrada variável, comandada eletronicamente, até um valor máximo de 28 cm³.

No Módulo de Comandos encontra-se, do lado direito, um atuador assimétrico disposto verticalmente, de dimensões 50x28-300 - Figura 2.8. Este atuador encontra-se ligado a uma massa móvel situada no lado esquerdo do Módulo de Comandos, por intermédio de um cabo.



Figura 2.5 - Atuador linear duplo efeito simétrico que movimenta uma mesa com massa variável

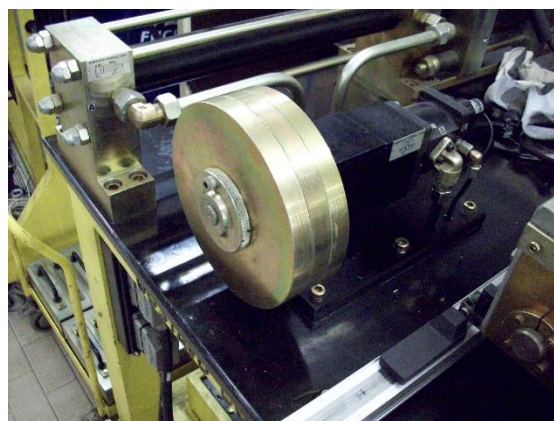


Figura 2.6 - Motor hidráulico de engrenagem exterior bidirecional

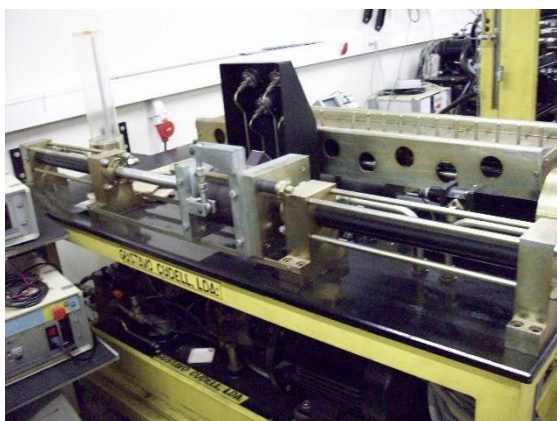


Figura 2.7 - Conjunto de dois atuadores lineares de duplo efeito assimétricos, em oposição



Figura 2.8 - Atuador linear de duplo efeito assimétrico disposto verticalmente

No “Anexo A – Componentes hidráulicos da Banca” são detalhados todos os componentes hidráulicos presentes nesta banca.

2.1.3 Detetores e Transdutores

Esta banca óleo-hidráulica dispõe de vários detetores e transdutores, que podem estar permanentemente associados a um determinado componente, ou necessitarem da sua montagem num determinado circuito hidráulico.

Na Tabela 2.2 e na Tabela 2.3 são apresentadas as informações principais acerca dos detetores e transdutores instalados no Módulo de Comandos e no Módulo de Atuadores, respetivamente.

Elemento	Pressostato	Detetor de proximidade	Fim de curso de emergência	Transdutor de pressão	Transdutor de caudal
Quantidade	2	3	1	3	1
Referência	Desconhecida	Desconhecida	OMRON D4B-1A17N	HDA 3144-A-315	LT 50
Sinal	1 Contacto NO	1 Contacto NC (2) 1 Contacto NO (1)	2 Contactos NC	4 – 20 mA	0 – 10 V
Gama de medição	Não se aplica	Desconhecida	Não se aplica	0 – 315 bar	8 – 50 l/min
Resolução	Não se aplica	Não se aplica	Não se aplica	Desconhecida	0,1 l/min
Componente associado	Nenhum	Atuador linear de duplo efeito assimétrico	Atuador linear de duplo efeito assimétrico	Nenhum	Nenhum
Outros dados	Ajuste Mecânico	Indutivo	Mecânico	Piezo resistivo	Magnético

Tabela 2.2 - Detetores e Transdutores presentes no Módulo de Comandos

Elemento	Detetor proximidade	Codificador angular	Célula de carga	Transdutor posição	Transdutor posição	Transdutor velocidade
Quantidade	2	1	1	1	1	1
Referência	Desc.	E6A2-CS3E	AP 100N	HLP100/E M/516	MLO-TFL-POT-500	7L 20VT-2
Sinal	1 contacto NO	Sinal em tensão	0-10V	Sinal em tensão	+/-12V	Sinal em tensão
Gama de medição	Não se aplica	Não se aplica	10000 kgf	0 – 500 mm	0 – 500 mm	Desconhecida
Resolução	Não se aplica	60 impulsos/rotação	Desc.	Desc.	0.1 mm	Descnhecida
Componente associado	Atuador linear de duplo efeito simétrico	Motor hidráulico	Atuadores lineares de duplo efeito assimétricos	Atuador linear de duplo efeito assimétrico	Atuador linear de duplo efeito simétrico	Atuador linear de duplo efeito simétrico
Outros dados	Indutivo	Não se aplica	Compressão	LVDT	Potenciométrico	Eletromagnético

Tabela 2.3 - Detetores e Transdutores presentes no Módulo de Atuadores

Todos estes detetores e transdutores encontram-se ligados ao autómato. Na parte superior esquerda do Módulo de Comandos existem *displays* digitais capazes de mostrar as informações dos seguintes elementos (Figura 2.9):

- Transdutores de pressão
- Transdutor de caudal
- Transdutor de posição (LVDT)
- Codificador angular incremental
- Célula de carga



Figura 2.9 - Displays digitais

2.1.4 Autômato Programável

O autômato programável que equipa a banca é o modelo *Modicon M340*, do fabricante *Schneider Electric*. Encontra-se instalado na parte posterior do Módulo de Comandos.

Este autômato é do tipo modular, permitindo a adição de potencialidades conforme as necessidades da aplicação. No presente caso, é composto por 8 módulos, com as seguintes funções (3) (4):

Módulo	Função
BMX P34 2000	Módulo base de processamento
BMX DDI 3202K	Monitorizações digitais do Módulo de Comandos – 32 entradas
BMX DDM 16022	Monitorizações e Comandos digitais do Módulo de Atuadores – 8 entradas e 8 saídas
BMX EHC 0800	Módulo de contagem digital rápida – 8 canais
BMX AMI 0810	Leitura analógica de transdutores – 8 entradas
BMX AMO 0802	Comando analógico das cartas eletrônicas – 8 saídas
BM AMO 0410	Comando analógico da carta eletrônica VT5005 – 4 saídas
BMX DDO 3202K	Comandos digitais realizados no Módulo de Comandos – 32 saídas

Tabela 2.4 - Módulos do autômato e respetivas funções

Na Figura 2.10 está representado um esquema da configuração do bastidor do autômato.



Figura 2.10 - Configuração do bastidor do autômato

O módulo base do autômato possui as seguintes ligações integradas:

- Porta RJ45 – dedicada à ligação com a HMI
- Porta USB – usada para efeitos de programação
- Interface *Modbus Master/Slave* (não isolada RS232C/RS485)

Para efeitos de programação do autómato recorre-se ao *software Unity Pro XL*, disponibilizado pelo fabricante. O autómato suporta as seguintes linguagens de programação:

- FBD – *Function Block Diagram*
- LD – *Ladder Diagram*
- SFC – *Sequential Function Chart*
- IL – *Instruction List*
- ST – *Structured Text*

Ainda relativamente à programação do autómato, é importante referir que este permite a utilização dos seguintes tipos de secções de programação:

- *MAST* – destina-se ao funcionamento cíclico e periódico – possui um tempo de ciclo médio de cerca de 3 ms;
- *FAST* – processamento de curta duração – executa tarefas com períodos inferiores ao tempo de ciclo;
- *EVENT* – as tarefas aqui programadas são executadas por eventos desencadeados nos canais I/O e em temporizadores; possuem tempo de execução curto e têm um funcionamento análogo a uma interrupção.

2.1.5 Interface Homem-Máquina

A interface homem-máquina encontra-se instalada na parte superior central do Módulo de Comandos. Trata-se do modelo *Magelis GTOHMI 5310*, do fabricante *Schneider Electric* - Figura 2.11. As características deste equipamento são as seguintes (5):



Figura 2.11 – Consola gráfica policromática

Ecrã	TFT LCD 10.4" Resolução VGA – 640x480 pixéis 65 536 Cores <i>Touchscreen</i> resistivo, resolução 1024x1024
Memória	96 MB flash (EPROM) 512 kB internal RAM (SRAM) Expansão memória – cartão SD até 32 GB
Ligações integradas	Ethernet RJ45, interface IEEE 802.3 Ethernet RJ45, interface 10BASE-T/100BASE-TX USB 2.0 port mini B USB USB 2.0 port USB type A COM2 serial link RJ45, interface RS485 COM1 serial link SUB-D 9, interface RS232C

Tabela 2.5 - Características da consola gráfica

Para efeitos de programação da interface gráfica recorre-se ao *software Vijeo Designer*, fornecido pelo fabricante do equipamento. A ligação ao computador externo é realizada pela porta USB mini B. A ligação ao autómato é realizada através da porta COM2, com recurso ao protocolo *Modbus RTU*.

2.2 Análise da programação anteriormente desenvolvida

A banca óleo-hidráulica Gustavo Cudell foi alvo de uma requalificação tecnológica no ano letivo 2011/2012 (1). Nesse âmbito, o autômato programável original foi substituído por um novo (apresentado no ponto 2.1.4 deste trabalho), implicando a sua configuração e programação. Foram implementados quatro exercícios automatizados de demonstração das potencialidades da banca (realizando, para o efeito, movimentos de um atuador linear de duplo efeito simétrico, sob diferentes condições de funcionamento e envolvendo diferentes soluções de comando), que serão integrados na nova estrutura de programação desenvolvida no presente trabalho.

Esta banca permite o comando e monitorização de equipamentos externos. No primeiro semestre do ano letivo 2012/2013 foi realizado um projeto de desenvolvimento do controlo de um manipulador hidráulico externo de três eixos, o que implicou a adição de novas funcionalidades na programação do autômato, para além do desenvolvimento de uma interface gráfica para a sua manipulação e comando (2).

Nesta secção é realizada uma análise à programação base do autômato, assim como dos exercícios de demonstração já implementados. A análise incide também sobre aspetos de programação no âmbito do controlo do manipulador hidráulico externo.

Esta análise serve para caracterizar o ponto de partida deste trabalho e estabelecer bases para o desenvolvimento que se pretende realizar.

2.2.1 Programação base

A programação do autômato foi realizada recorrendo às linguagens SFC e LD. A linguagem SFC foi usada na programação da estrutura geral de funcionamento do autômato, sendo a linguagem LD usada para secções mais específicas, tais como a programação de exercícios.

A estrutura base de programação encontra-se representada na Figura 2.12:

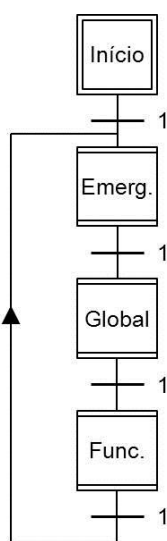


Figura 2.12 - SFC geral

Como é possível verificar, o SFC geral é composto por uma etapa inicial, seguido de três macroetapas. Essas macroetapas correm sequencialmente, em *loop* contínuo, sendo apenas executadas caso seja verificada alguma das transições associadas. As macroetapas são as seguintes:

- Emergência – onde são tratadas todas as variáveis e condições lógicas relacionadas com situações de emergência ditas gerais, não criadas pelo software, tais como a monitorização do estado das botoneiras de emergência ou a monitorização de fontes de alimentação – Figura 2.13;
- Global – tratamento matemático de variáveis não relacionadas com as emergências e não exclusivamente associadas a um qualquer exercício específico – Figura 2.14;
- Funcionamento – destina-se à execução dos exercícios de demonstração – Figura 2.15.

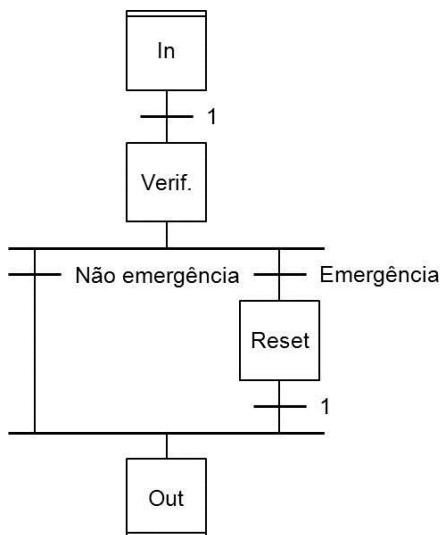


Figura 2.13 – Macroetapa Emergência

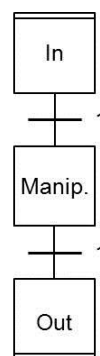


Figura 2.14 - Macroetapa Global

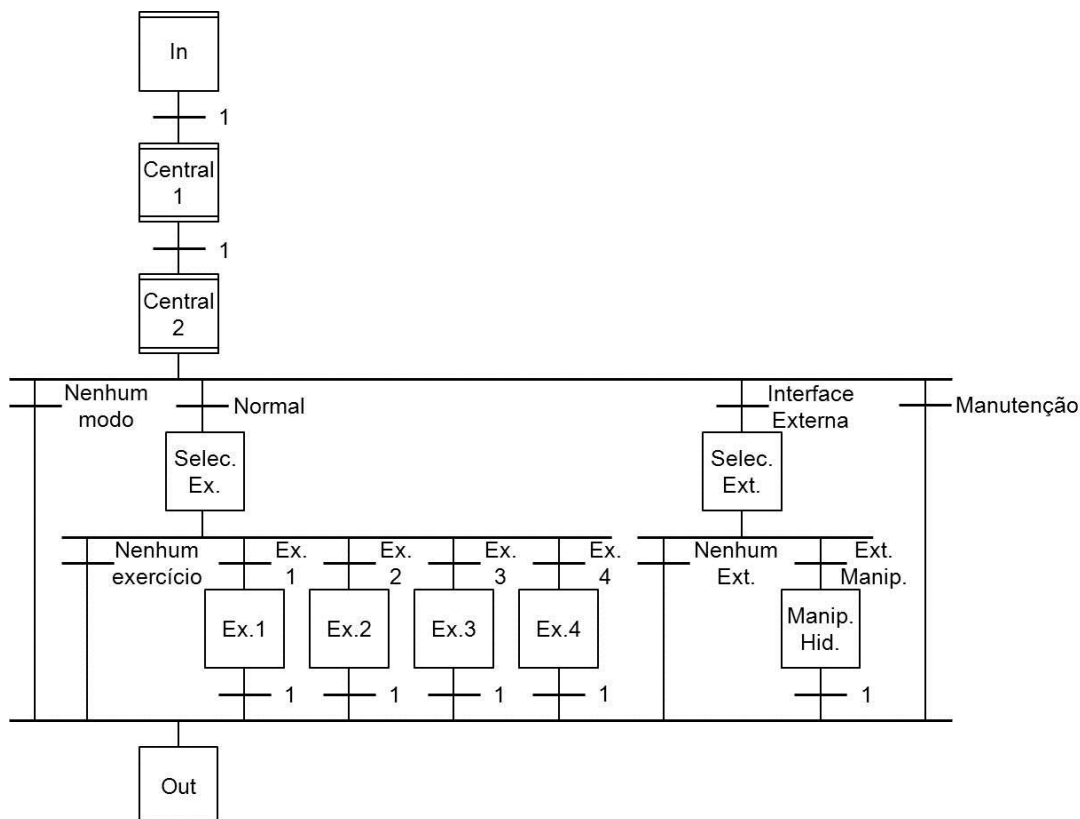


Figura 2.15 - Macroetapa Funcionamento

A macroetapa Funcionamento engloba os vários tipos de utilização a que o equipamento está sujeito:

- *Normal* – utilização exclusiva dos recursos da banca;
- *Interface externa* – utilização de equipamento externo à banca;
- *Manutenção* – alteração de dados de elementos da banca.

O funcionamento dos grupos hidráulicos encontra-se também associado a esta macroetapa. A execução de um determinado tipo de utilização pressupõe sempre que o grupo que lhe está associado esteja pronto a ser utilizado.

Para interface entre o utilizador e o equipamento, o *software* de programação do autómato, *Unity Pro XL*, permite a criação de ecrãs simples de operação. Estes ecrãs apenas são acessíveis através da execução do *software* de programação, pelo que é necessária a presença de um computador permanentemente ligado ao autómato. Na Figura 2.16 está representado o ecrã inicial de escolha do tipo de utilização da banca.



Figura 2.16 - Ecrã inicial no *software Unity Pro XL*

2.2.2 Exercícios de demonstração

Como referido anteriormente, no âmbito da requalificação tecnológica sofrida no ano 2012, foram implementados quatro exercícios de demonstração das potencialidades da banca no autómato (1).

Estes exercícios foram implementados por ordem crescente de complexidade. Eles essencialmente realizam o comando, sob diferentes condições funcionais, do movimento de um atuador linear de duplo efeito simétrico ao qual está associada uma mesa sujeita a uma carga inercial ajustável. A carga pode ser ajustada entre um valor mínimo de 100 kg (correspondente à massa da mesa de suporte) e um valor máximo de 300 kg.

2.2.2.1 Análise de aspetos funcionais

Nos exercícios 1 e 2 o comando de movimento do conjunto atuador-mesa é realizado de forma digital, sendo usada uma válvula direcional convencional para a definição do sentido de movimento – Figura 2.17. A velocidade de cada movimento é definida pelo ajuste manual de uma válvula reguladora de caudal de dois orifícios, colocada em comando secundário (“*meter-*

out”). O movimento do atuador é confinado ao espaço entre os detetores de fim de curso, denominados FDC1 e FDC4. O movimento de avanço foi definido como o movimento no sentido FDC1 para FDC4, sendo o contrário para o movimento de recuo.

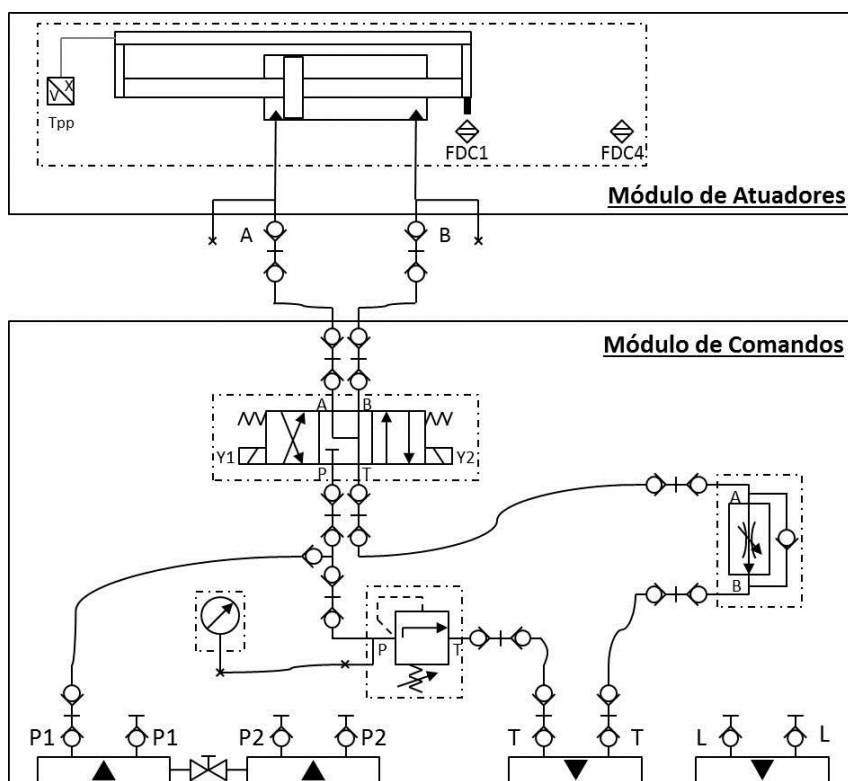


Figura 2.17 - Circuito hidráulico dos exercícios 1 e 2

Embora o princípio de funcionamento base dos dois exercícios seja bastante semelhante, estes apresentam-se com objetivos distintos, contudo complementares. No exercício 1 pretende-se uma avaliação global das características de movimento do conjunto atuador-mesa, perante diversas configurações de carga e de velocidade. Já no exercício 2 é dado destaque ao estudo das inversões do sentido de movimento desse conjunto, igualmente perante diferentes configurações de carga e de velocidade.

Para a concretização dos objetivos do exercício 1 são medidos os tempos do movimento de avanço e de recuo decorridos entre os detetores de fim de curso, conforme o diagrama temporal apresentado na Figura 2.18. São também medidos os respetivos tempos de inversão de movimento. Estes últimos são definidos como o tempo que decorre entre um detetores de fim de curso ser comutado e ocorrer novamente a sua comutação já no sentido contrário de movimento - Figura 2.19.

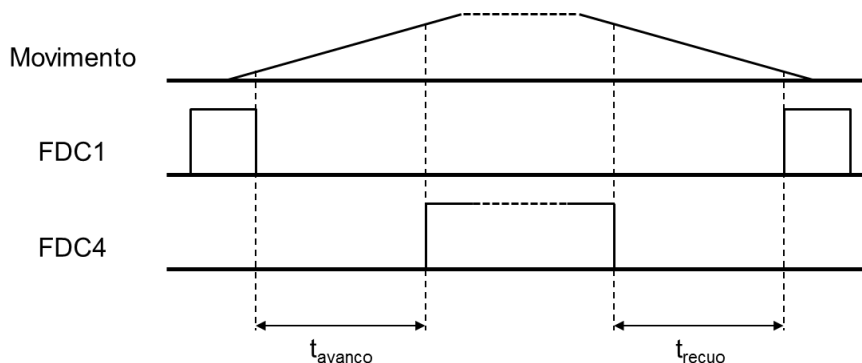


Figura 2.18 - Diagrama temporal de determinação dos tempos de avanço e recuo

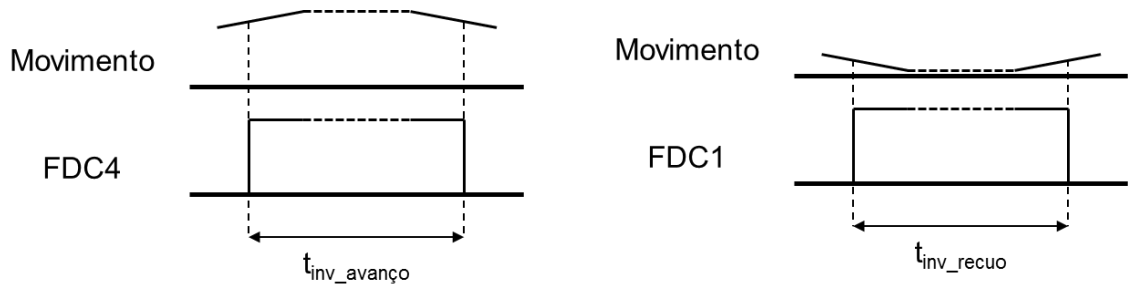


Figura 2.19 – Diagramas temporais de determinação dos tempos de inversão de movimento

Para além da determinação dos tempos anteriormente referidos, o exercício 1 coloca em evidência particularidades nos pontos de inversão (1), nomeadamente:

- *Subcurso e sobrecurso* – ocorrem, respetivamente, a velocidades reduzidas e a velocidades elevadas. A designação destes conceitos pressupõe que sejam definidos como pontos desejados para inversão do sentido de movimento o ponto médio da gama de deteção de cada detetor de fim de curso - Figura 2.20.

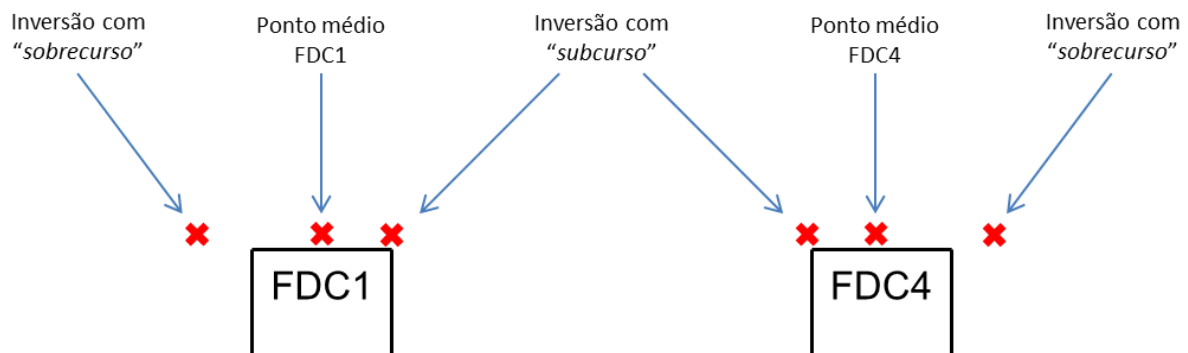


Figura 2.20 - Evidência dos fenômenos de "subcurso" e "sobrecurso"

- *Choque hidráulico* – fenómeno que se caracteriza por um ruído característico e por picos de pressão. Este fenómeno acentua-se com o aumento da velocidade e da carga inercial. A válvula direcional utilizada (centro em “Y”) produz um efeito em menor escala comparativamente a uma válvula de centro fechado;

De modo a aprofundar o estudo dos fenômenos de sub e sobrecurso, o exercício 2 fornece algumas ferramentas que permitem clarificar e analisar as inversões do sentido de movimento do conjunto atuador-mesa. Recorrendo à informação prestada pelo transdutor de posição potenciométrico associado a este conjunto, são determinados os seguintes aspetos em cada inversão do sentido de movimento:

- Determinação do campo de atuação de cada um dos detetores de fim de curso, através da leitura dos seus pontos de deteção inicial e final;
- Cálculo do ponto médio do campo de atuação de cada detetor;
- Leitura do ponto mínimo atingido durante o movimento de recuo e do ponto máximo atingido durante o avanço;
- Cálculo do desvio de curso ocorrido, tendo em consideração que foram definidos como pontos ideais de inversão do sentido de movimento os pontos médios do campo de atuação de cada um dos detetores de fim de curso.

A caracterização destes aspetos permite conhecer com detalhe os pontos efetivos de inversão de movimento, contrastando-os com a situação dita ideal. Desta forma, é quantificado o fenómeno de subcurso/sobrecurso.

A informação anteriormente gerada poderá ser utilizada para a realização de uma compensação do curso do atuador durante a inversão do movimento. A ativação e desativação desta compensação é dependente inteiramente do utilizador, podendo ser efetuada a qualquer momento durante a execução de movimentos. A estratégia de compensação usada passa, a cada ciclo, pela determinação de novos pontos de inversão da ordem de movimento, através do valor de desvio e dos pontos efetivos de inversão verificados no ciclo anterior.

Por forma a mostrar o funcionamento da opção de compensação de curso deste exercício, foi realizado um ensaio com a carga inercial no seu valor mínimo (100 kg) e a quatro velocidades distintas. Na Figura 2.21 são apresentados os valores obtidos para o movimento de avanço:

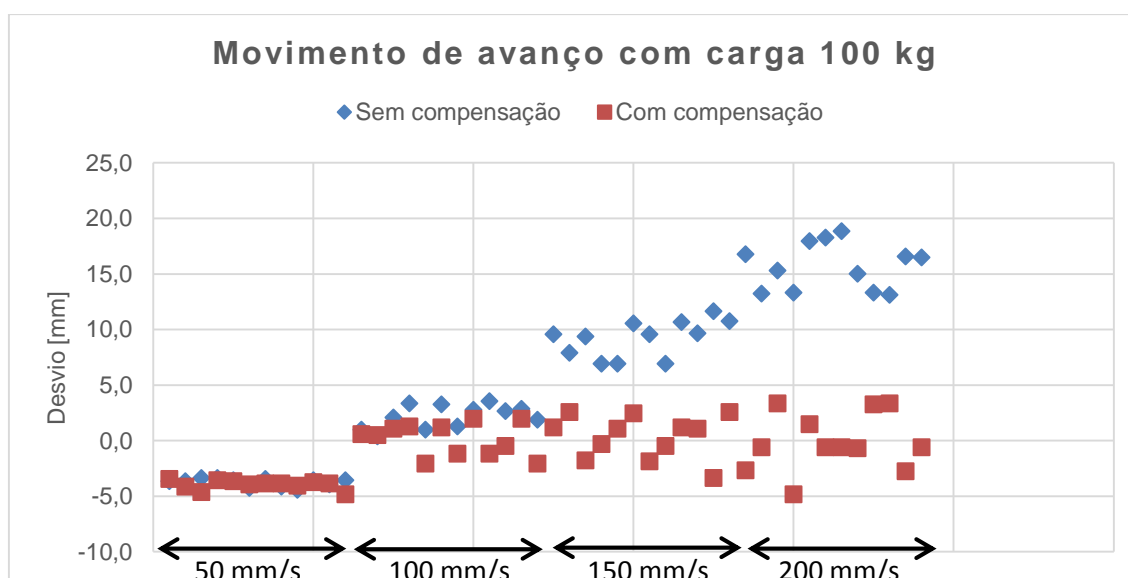


Figura 2.21 - Desvios ocorridos no movimento de avanço com carga 100 kg e velocidade variável

Tal como é possível observar, o sobrecurso, no caso do movimento sem compensação ativada, aumenta com a velocidade. A função de compensação consegue, com sucesso, fazer diminuir os valores dos desvios verificados. A única exceção reside no movimento do atuador a 50 mm/s, situação em que ocorre subcurso, que a função de compensação implementada não é capaz de corrigir.

Devido às características do comando digital de movimento presente no exercício 2, o fenómeno de “*choque hidráulico*” continua presente, tal como no exercício 1. Assim, de forma a poder minimizar este fenómeno, no exercício 3 e no exercício 4 o comando do atuador é realizado recorrendo à hidráulica proporcional. A diferença entre eles reside do facto de, no exercício 3, ser utilizada uma válvula direcional proporcional com realimentação - Figura 2.22 – e, no exercício 4, ser utilizada a bomba de cilindrada variável presente na banca - Figura 2.23.

Em ambos exercícios, a definição da velocidade de execução de movimento é dependente do valor de comando da carta eletrónica respetiva. A presença de uma válvula direcional convencional no exercício 4 prende-se com o facto da necessidade de definição do sentido de movimento, visto se tratar de uma bomba em circuito aberto. É adicionada também uma válvula de contrapressão em “*meter-out*” para garantir a necessária frenagem do atuador.

Relativamente às funcionalidades presentes nos exercícios 3 e 4, estas são as mesmas do exercício 2, isto é, a determinação dos desvios de curso verificados durante as inversões do sentido de movimento e a possibilidade de compensação dos mesmos, através da estratégia anteriormente descrita. Em cada um dos exercícios é adicionada a possibilidade de alteração

das rampas de aceleração e de desaceleração no movimento de avanço e de recuo. O valor de cada uma das rampas pode ser alterado entre 0 e 20V/s. A alteração destes valores terá, naturalmente, impacto sobre o valor dos desvios calculados.

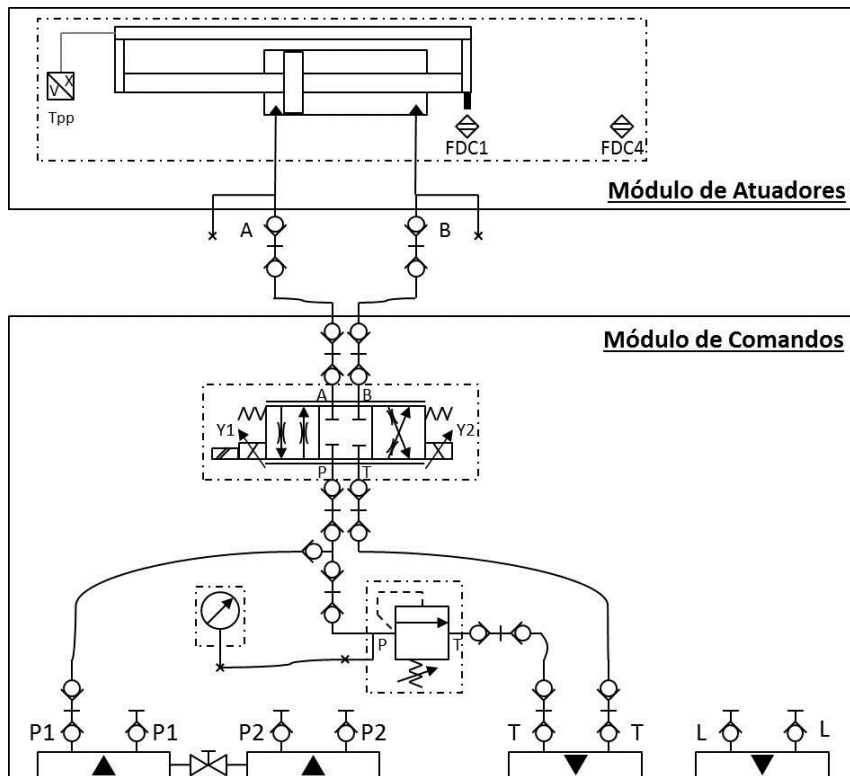


Figura 2.22 - Circuito hidráulico do exercício 3

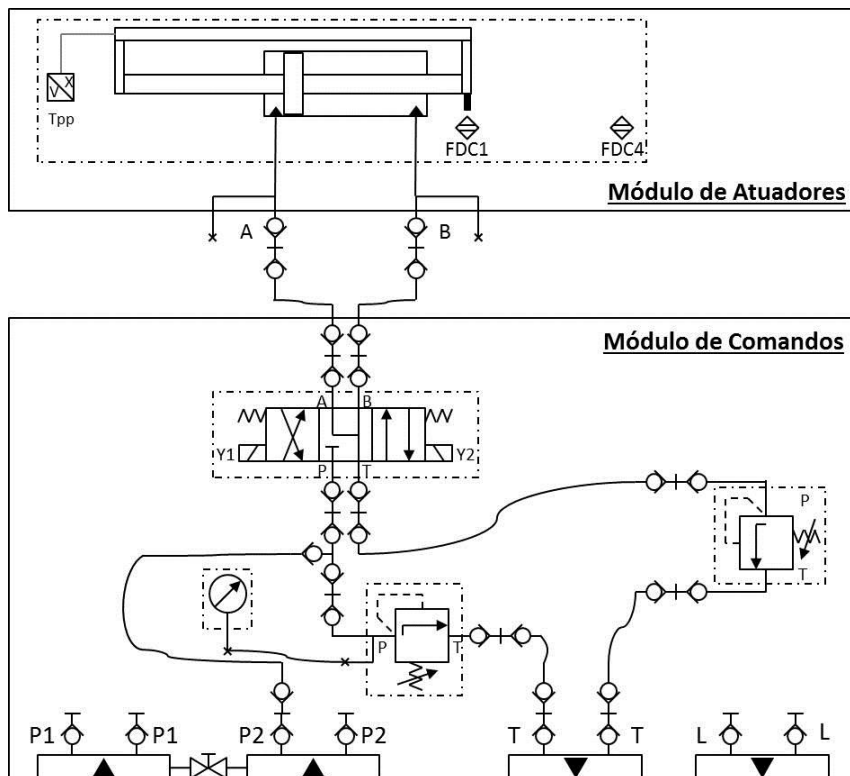


Figura 2.23 - Circuito hidráulico do exercício 4

O funcionamento e as características de todos os exercícios são descritos em profundidade no “Anexo B – Exercícios de demonstração pré-existentes”.

2.2.2.2 Análise de aspetos de programação

A programação dos quatro exercícios foi realizada recorrendo à linguagem LD, nomeadamente instruções de *SET* e *RESET*. Estas instruções tiveram como base os SFC respetivos de cada exercício, apresentados no “*Anexo B*”. Cada exercício possui dois SFC: o primeiro dedicado à inicialização e término do exercício e o segundo dedicado à execução de movimentos.

Para cada exercício foram desenvolvidas quatro secções de programação:

- “*base*” – dedicada à inicialização e término do exercício. Aqui se encontra programado o primeiro SFC de cada exercício;
- *manipulação* – onde se encontram programadas funcionalidades adicionais, tais como limite de interrupção de movimentos ou limite de inatividade do exercício, e funções de manipulação de variáveis para sua visualização no ecrã;
- *movimentos* – nesta secção encontra-se programado o segundo SFC, correspondente à execução de movimentos do exercício;
- *cálculos* – secção reservada a cálculos relevantes para cada exercício, incluindo determinação de tempos.

As duas primeiras secções de cada exercício estão afetas à secção *MAST* do autómato, estando as duas últimas afetas à secção *FAST*. Tal divisão deve-se ao facto de assim se conseguir garantir a deteção pelo autómato da comutação de um detetor de fim de curso independentemente da velocidade de execução de movimento (1). As secções *FAST* de um determinado exercício apenas se encontram ativas quando o mesmo se encontra habilitado. Desta forma garante-se que o tempo de ciclo desta secção do autómato se mantém reduzido.

Resta referir que os exercícios se encontram classificados de acordo com o grupo hidráulico utilizado:

- Tipo A – utilização do grupo hidráulico 1 – Exercícios 1, 2 e 3
- Tipo B – utilização do grupo hidráulico 2 – Exercício 4
- Tipo C – utilização de ambos grupos – nenhum exercício

2.2.2.3 Apreciação global dos exercícios de demonstração

Efetuada a análise das funcionalidades e capacidades dos quatro exercícios de demonstração pré-existentes, é possível concluir que estes apresentam características que se enquadram no âmbito didático do presente trabalho. De uma maneira geral, os exercícios existentes permitem uma sensibilização para as diferenças existentes entre comando de movimento digital e o comando proporcional. Permitem igualmente uma apreciação das capacidades de controlo realizado por intermédio de um autómato, e de toda a instrumentação associada.

A execução do exercício 1 coloca em evidência aspetos de movimento, limitações e possíveis problemas de comando de circuitos hidráulicos, nomeadamente os fenómenos de choque hidráulico e de subcurso/sobrecurso. Estes aspetos, por norma, não são facilmente reconhecidos e detetados noutras bancas didáticas, devido às suas limitações em termos de potência, comando e instrumentação. Poderá ser dito que a maior complexidade e a maior potência desta banca óleo-hidráulica é uma vantagem neste domínio.

Os exercícios seguintes apresentam soluções que permitem abordar cada um dos aspetos supramencionados. Relativamente à questão do subcurso/sobrecurso verificado durante as inversões do sentido de movimento, os exercícios 2, 3 e 4 fornecem ferramentas capazes de

melhor caracterizar este aspeto e formas de o minimizar. A questão do fenómeno de choque hidráulico apenas é resolvida recorrendo à hidráulica proporcional, como é o caso do exercício 3 e do exercício 4. Estes dois exercícios fornecem duas soluções hidráulicas distintas para abordagem desse problema, permitindo a sua comparação direta.

2.2.3 Interface externa - Manipulador Hidráulico

No 1º semestre do ano letivo 2012/2013 foi desenvolvido um sistema de controlo de um manipulador hidráulico externo de três eixos - Figura 2.24 - que implicou a utilização de alguns dos recursos da banca Gustavo Cudell, nomeadamente a energia hidráulica gerada pela central 2, o autómato e a consola gráfica. (2).



Figura 2.24 - Manipulador hidráulico de três eixos e respetivo armário de comando

A interface elétrica entre a banca e o manipulador é realizada através do respetivo armário de comando - Figura 2.24. Este armário permite o controlo do manipulador, de forma independente do autómato. Encontra-se disponível também uma consola manual para a sua manipulação direta - Figura 2.25.



Figura 2.25- Consola manual do manipulador

2.2.3.1 Análise de aspetos funcionais

A escolha do modo de funcionamento *Manipulador hidráulico* é realizada através da consola gráfica. Uma vez escolhido, é necessário proceder à inicialização dos codificadores angulares do eixo 1 e 2. Esta inicialização consiste na identificação do sinal Z (“zero”) de cada codificador, de modo a ser possível o controlo por malha fechada. Durante a inicialização é apresentado o ecrã da Figura 2.26.

Após a inicialização de ambos eixos, é possível avançar para o ecrã de escolha do modo de funcionamento do manipulador - Figura 2.27.



Figura 2.26 - Ecrã de inicialização do manipulador hidráulico



Figura 2.27 - Ecrã de escolha de modo de funcionamento do manipulador

Estão disponíveis dois modos de funcionamento:

- Modo manual (Figura 2.28) - é possível controlar cada eixo através da consola manual;
- Modo automático (Figura 2.29) - permite a realização de movimentos do manipulador segundo trajetórias pré-definidas.

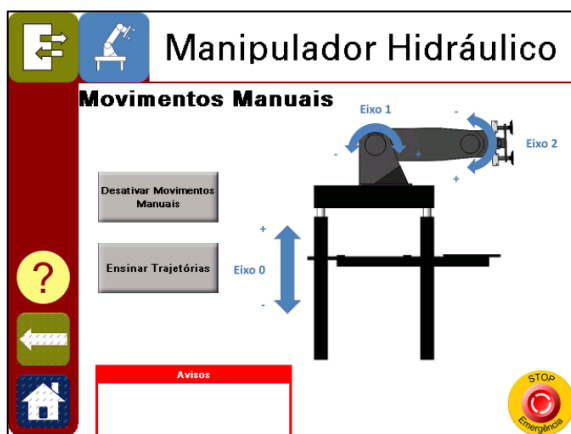


Figura 2.28 - Ecrã do modo manual do manipulador



Figura 2.29 - Ecrã do modo automático do manipulador

No modo manual é disponibilizada a opção de ensino de trajetórias, que depois serão disponibilizadas no modo automático. Verifica-se assim que os dois modos de funcionamento são complementares entre si.

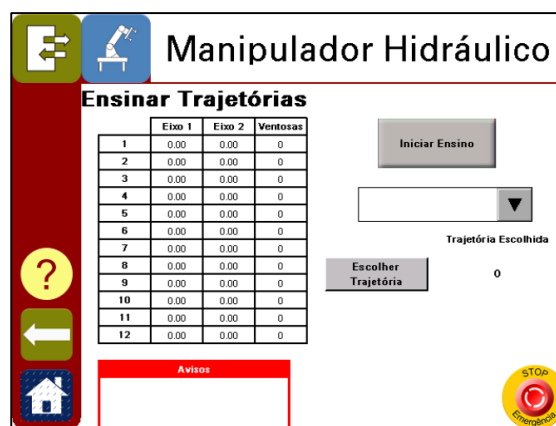


Figura 2.30 - Ensino de trajetórias através do modo manual

Após o ensino e validação de uma determinada trajetória, esta fica disponível para seleção no ecrã do modo automático do manipulador.

2.2.3.2 *Análise de aspetos de programação*

Como observado no ponto 2.1 do presente relatório, a programação das funcionalidades do manipulador hidráulico no autómato insere-se no âmbito da *Interface Externa*, previsto na macroetapa *Funcionamento* - Figura 2.15 (página 12).

A programação do comportamento geral do manipulador foi realizada recorrendo à linguagem SFC - Figura 2.31. Quando uma etapa se encontra ativa, é ativada a secção correspondente, programada em linguagem LD.

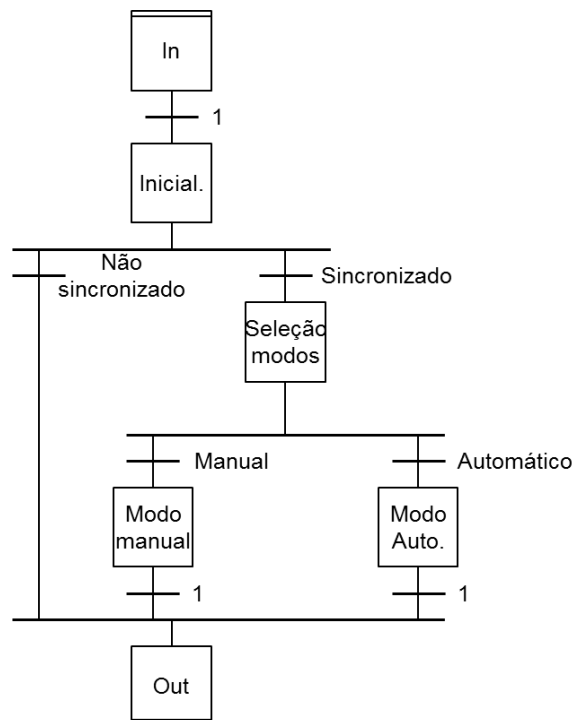


Figura 2.31 - Macroetapa manipulador

O controlo em malha fechada de cada eixo é realizado recorrendo a um controlador do tipo PI. O manipulador é um sistema de controlo de posição angular do tipo 1, sujeito a perturbação por variação de carga. Na Figura 2.32 é representado o diagrama de blocos representativo do sistema de controlo utilizado, onde K_v é o ganho da válvula, que é influenciado pela carga, e K_e é o ganho do codificador.

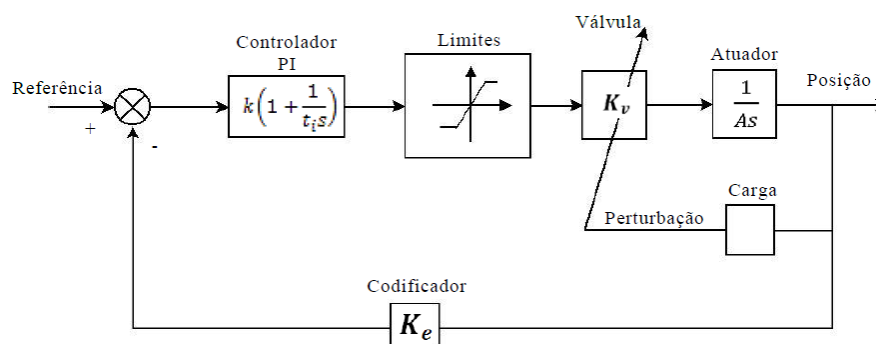


Figura 2.32 - Diagrama de blocos representativo do sistema de controlo de cada eixo

O desenvolvimento do projeto de comando do manipulador levou à existência de várias monitorizações:

- Monitorização dos detetores de fim de curso de cada eixo (cada eixo possui dois detetores de fim de curso normalmente fechados);
- Monitorização da fonte de alimentação do armário de comandos;
- Monitorização da botoneira de emergência do armário de comandos.

A falha ou não verificação de uma monitorização quando o manipulador se encontra ativo leva ao encerramento imediato da central hidráulica e ao aparecimento de uma mensagem identificativa da situação de emergência na zona de “Avisos” da interface gráfica. O utilizador apenas poderá efetuar *RESET* quando a situação de emergência deixar de se verificar.

2.3 Alterações a realizar

Como descrito no capítulo introdutório, um dos objetivos principais deste trabalho diz respeito à integração de toda a programação realizada no autómato, em projetos anteriores. Essa programação, assim como toda a programação desenvolvida no presente trabalho, terá que acomodar a possibilidade de uma expansão futura das capacidades da banca, tanto a nível de componentes, como a nível de exercícios didáticos. Assim, torna-se necessário proceder a alterações à atual estrutura de programação.

A alteração mais significativa que decorrerá do presente trabalho é a passagem para a consola gráfica de todas as capacidades de interação com o utilizador, eliminando desta forma a necessidade de um computador permanentemente ligado ao autómato para realizar essa função. Torna-se então importante proceder ao endereçamento de todas as variáveis relevantes para o comando e monitorização dos recursos da banca, desta forma contribuindo para uma melhor comunicação entre o autómato e a consola gráfica.

Nesta banca estão previstos três modos de utilização, como referido na secção 2.2.1 do presente trabalho: “*Normal*”, “*Interface Externa*” e “*Manutenção*”. Contudo, a inclusão de um modo de utilização que permita ao utilizador a manipulação direta de todos os comandos disponíveis e a monitorização dos detetores e transdutores presentes nesta banca de ensaios revela-se particularmente interessante. Assim, será criado um novo modo de utilização denominado *Comando Manual*. Para melhor acentuar as diferenças entre este novo modo e o modo de utilização *Normal*, este último passará a assumir a designação *Exercícios Programados*.

A classificação dos exercícios implementados é feita de acordo com a utilização dos grupos hidráulicos. Contudo esta forma de classificação revela-se pouco intuitiva para o utilizador, embora sob o ponto de vista do programador seja mais confortável. Assim é proposta a classificação dos exercícios de acordo com o tipo de atuador e o tipo de comando usados na execução do exercício.

Relativamente à interface desenvolvida no âmbito do manipulador hidráulico externo, esta será uniformizada com a interface a desenvolver no presente trabalho. Não serão feitas alterações estruturais à respetiva programação do autómato, devido à sua especificidade.

3 Estruturação e desenvolvimento da interface homem-máquina

Após o período de estudo prévio da banca ter sido concluído, partiu-se para a implementação de uma estrutura base de programação da interface gráfica. Essa estrutura base acomodará as alterações propostas no capítulo anterior, assim como novas funcionalidades.

Este capítulo destina-se à exposição da programação base da interface gráfica e da integração nesta da interface do manipulador hidráulico externo. Encontra-se organizado da seguinte forma:

- *Desenvolvimento da interface gráfica* – é apresentada a estruturação da interface gráfica e a organização que esta possui;
- *Comando Manual* – apresenta-se o modo de utilização manual implementado;
- *Exercícios Programados* – nesta secção é exposta a estrutura base que será utilizada para a integração dos exercícios didáticos;
- *Integração da interface do manipulador hidráulico* – esta secção descreve a integração do manipulador hidráulico atualmente ligado à banca.

3.1 Desenvolvimento da interface gráfica

A concretização dos objetivos do presente trabalho, nomeadamente o desenvolvimento e implementação de exercícios automatizados de carácter didático, implicaram também o desenvolvimento de uma interface gráfica de suporte, que se pretendeu visualmente apelativa e de fácil utilização. Esta interface foi implementada na consola tátil presente na banca, previamente apresentada no ponto 2.1.5 do presente documento.

3.1.1 Estrutura base da interface gráfica

O desenvolvimento da interface gráfica teve em conta as seguintes premissas:

- Existência de quatro modos de utilização possíveis:
 - *Comando Manual* – este modo de utilização permite ao utilizador manipular diretamente as variáveis de saída na banca, assim como observar o estado dos diversos detetores e transdutores disponíveis;
 - *Exercícios Programados* – este modo destina-se à execução dos diversos exercícios programados no autómato;
 - *Equipamento Externo* – permite acesso à manipulação dos equipamentos externos que fazem uso dos recursos da banca;
 - *Manutenção* – como o nome assim sugere, este modo é destinado à manutenção dos diversos componentes da banca.
- Classificação dos exercícios automatizados consoante a sua finalidade e tipo de comando realizado;
- Implementação de ecrãs de informação de exercício, onde sejam explicitados os objetivos, as características, o circuito hidráulico utilizado e outras informações

que sejam pertinentes para a correta execução do exercício em questão. Estes ecrãs terão que surgir sequencialmente e de forma prévia à execução do exercício;

- Inclusão da interface desenvolvida para o manipulador hidráulico externo;
- Desenvolvimento de secções de “Ajuda”;
- Necessidade de informação ao utilizador caso seja verificada uma condição de emergência que impeça o normal funcionamento da banca (Emergências Gerais).

Tendo como base as premissas anteriores, foi desenhada a seguinte estrutura para a interface gráfica:

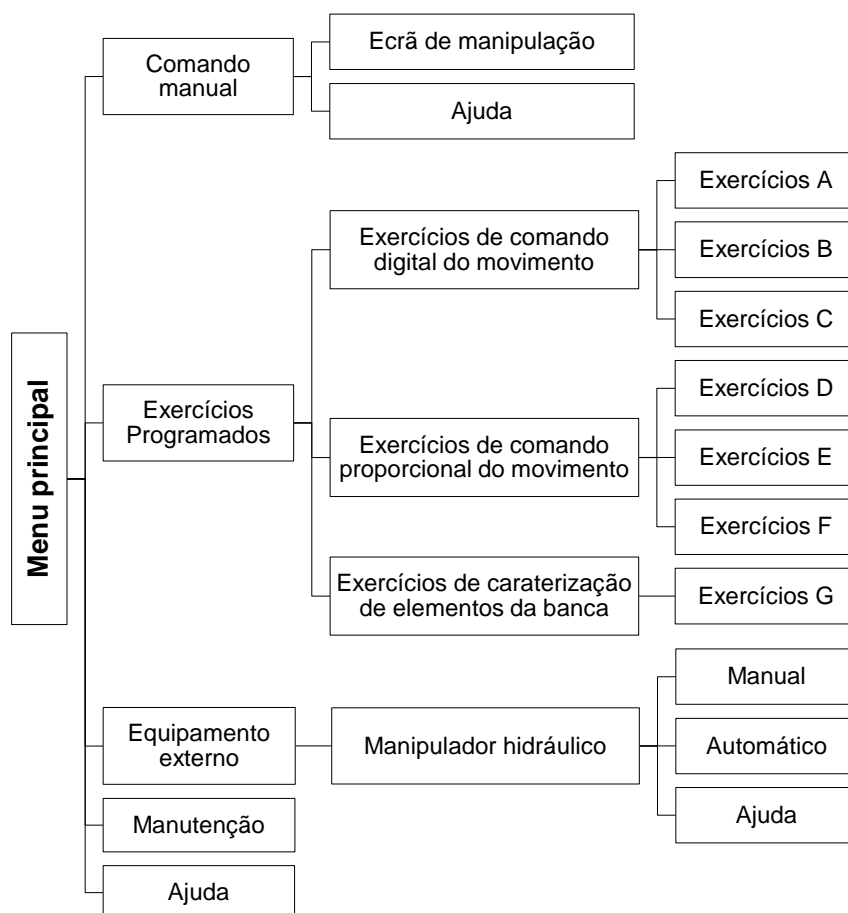


Figura 3.1 - Estruturação da interface gráfica

3.1.2 Estrutura dos ecrãs e navegação

Definida a estrutura base da interface gráfica, é necessário realizar a definição da estrutura dos ecrãs interativos a implementar. Esta definição é importante, pois permite a homogeneização de toda a estrutura visual de suporte, procurando resultar numa navegação fácil e intuitiva.

A definição da estrutura dos ecrãs interativos teve em conta as seguintes premissas:

- Necessidade permanente de uma zona de identificação do modo de utilização escolhido e/ou do exercício em execução;
- Existência de um painel de navegação que agregue todos os comandos de manipulação entre os vários menus disponíveis;
- Necessidade de uma zona que concentre informações relevantes para o utilizador, tais como avisos ou alarmes;

- Inclusão de um botão de emergência, complementar às botoneiras físicas já existentes na banca para esse fim.

Na Figura 3.2 apresenta-se o esquema geral implementado para os diversos ecrãs.

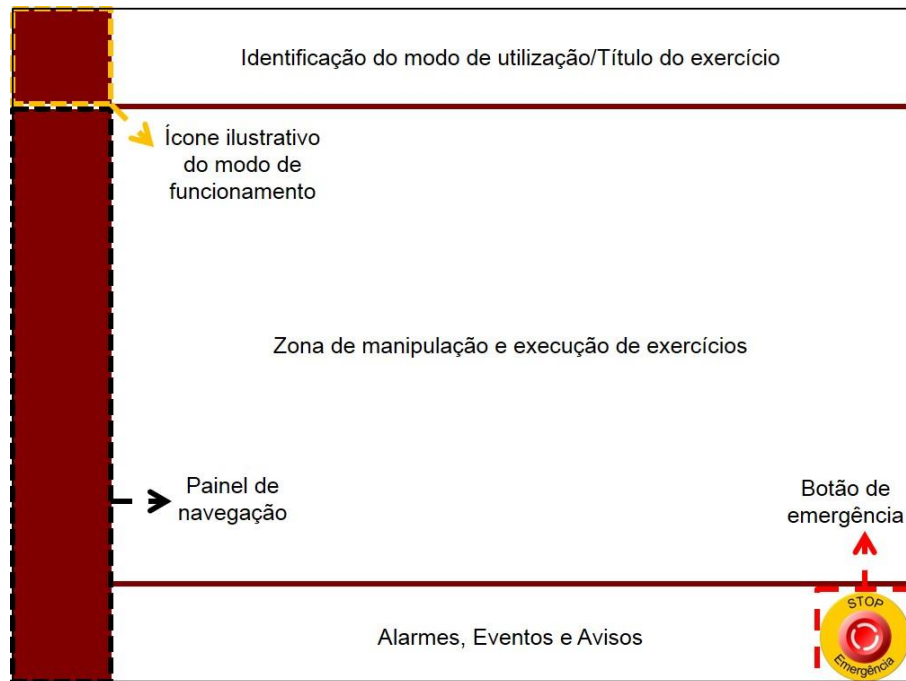


Figura 3.2 - Esquema geral dos menus da interface gráfica

No painel de navegação poderão ser encontrados os seguintes ícones para navegação entre ecrãs:




	"Home" – abertura do menu principal
	"Ajuda" – abertura do painel de ajuda correspondente ao ecrã base
	"Voltar" – abertura do menu anterior
	"Anterior" – voltar ao ecrã anterior
	"Seguinte" – avançar para o ecrã seguinte

Tabela 3.1 – Ícones de navegação

3.1.3 Menu principal

De modo a facilitar a escolha do tipo de utilização da banca, foi implementado na interface gráfica um menu principal, como demonstrado na Figura 3.3. Neste menu é possível aceder aos quatro modos de utilização da banca.



Figura 3.3 - Menu principal

A escolha do modo de utilização é realizada premindo o ícone correspondente. No painel de navegação lateral encontra-se a opção de “Ajuda”, que, quando ativada, fornece uma breve descrição dos modos de utilização disponíveis. Existe também um botão de “Informação”, destinado à abertura de um ecrã com informações sobre os diversos trabalhos realizados nesta banca.

3.1.4 Emergências

No capítulo 2 foi referido que a programação pré-existente do autómato prevê a ocorrência de situações de emergência. A verificação de uma situação de emergência impede o normal funcionamento da banca até que esta se deixe de verificar e o utilizador confirme tal facto. Torna-se, por isso, necessário que a interface gráfica acomode estas características. Assim, foi desenvolvido um “painel de informação de emergências gerais”. Este surge na parte inferior do ecrã sempre que se verificar uma situação de emergência, e fornece ao utilizador a informação necessária à compreensão do problema que afeta a banca. Na Figura 3.4 é apresentado o aspeto deste painel, com um exemplo de uma situação de emergência ativa.



Figura 3.4- Painel de informação de emergência

O utilizador apenas poderá efetuar o “reset” da situação de emergência quando deixar de se verificar a condição que a ativou - Figura 3.5. Após o “reset” efetuado, o painel de emergência é fechado e o ecrã retorna ao menu principal.

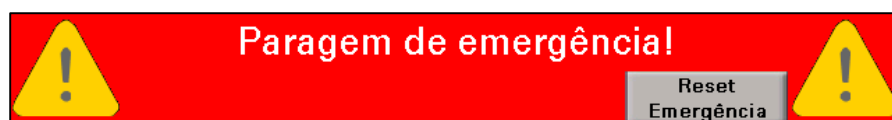


Figura 3.5 - Reset manual disponível ao utilizador

3.2 Comando Manual

Um dos primeiros passos da implementação da interface gráfica consistiu na criação de um novo modo de utilização, denominado *Comando Manual*. O objetivo da criação deste modo é fornecer ao utilizador a capacidade de realizar o comando direto de todas as saídas disponíveis da banca, digitais e analógicas, assim como permitir a monitorização do estado dos detetores e valores dos transdutores instalados.

A introdução deste modo de utilização revela-se particularmente interessante na fase de desenvolvimento de novos exercícios, pois permite ao programador verificar e testar o comportamento de um determinado circuito hidráulico que vise implementar. Permite igualmente a um utilizador avançado a possibilidade de montar circuitos hidráulicos e verificar algumas das suas características. Pretende-se assim expandir o horizonte de aplicabilidade desta banca óleo-hidráulica.

Na Figura 3.6 encontra-se representado o ecrã de interface deste modo funcional. Tal como é possível verificar, este ecrã encontra-se dividido em duas zonas, uma referente aos elementos presentes no Módulo de Atuadores (parte esquerda) e outra referente aos elementos presentes no Módulo de Comandos (parte direita). Em cada uma dessas zonas, a parte superior é reservada para a visualização de informações referentes aos detetores e transdutores presentes, sendo a parte inferior dedicada ao comando das saídas.

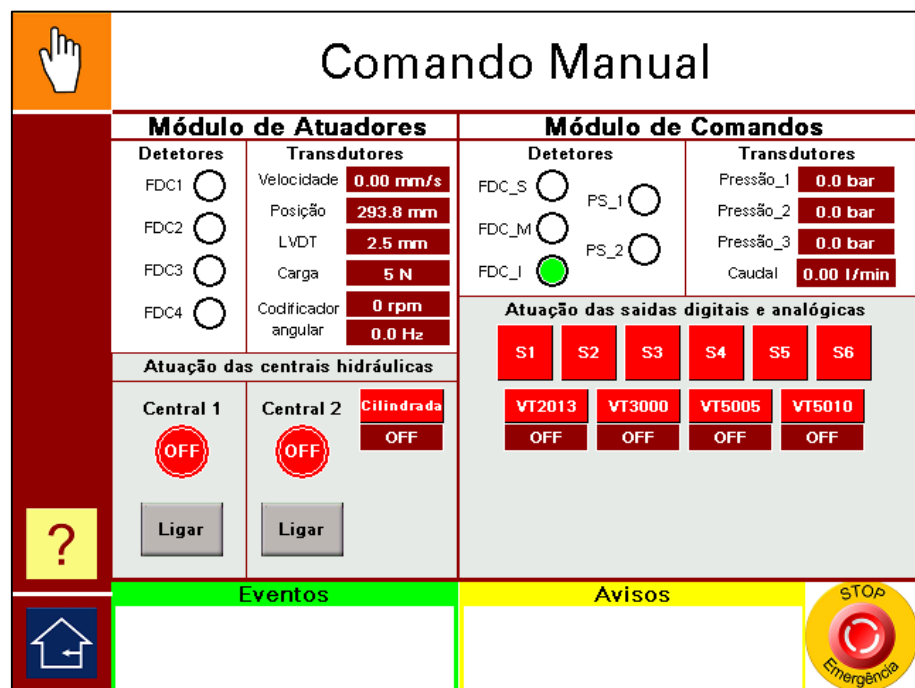


Figura 3.6 – Ecrã de manipulação do Comando Manual

O comando das saídas analógicas só é disponibilizado ao utilizador quando as respetivas cartas eletrónicas se encontrarem ativadas. Na Figura 3.7 é mostrado um exemplo de uma utilização deste modo de funcionamento.

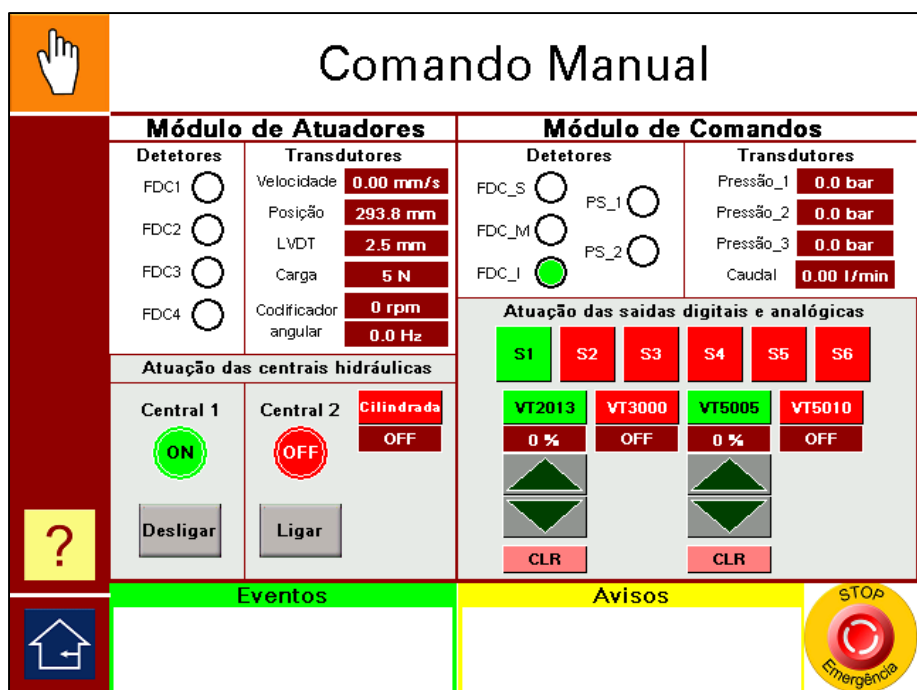


Figura 3.7 – Exemplo de aplicação do Comando Manual

Por questões de segurança, a saída deste modo de utilização implica o *reset* de todos os comandos e só o é permitido quando ambas as centrais hidráulicas se encontrarem desligadas.

A informação relativa aos transdutores é fornecida nas unidades físicas comuns aos circuitos hidráulicos. Para que tal fosse possível, foi necessário proceder à determinação de curvas características desses mesmos transdutores nos casos em que essa informação não se encontra disponível nos respetivos catálogos.

3.3 Exercícios Programados

Na Figura 3.8 é disponibilizado o ecrã de escolha do tipo de exercícios

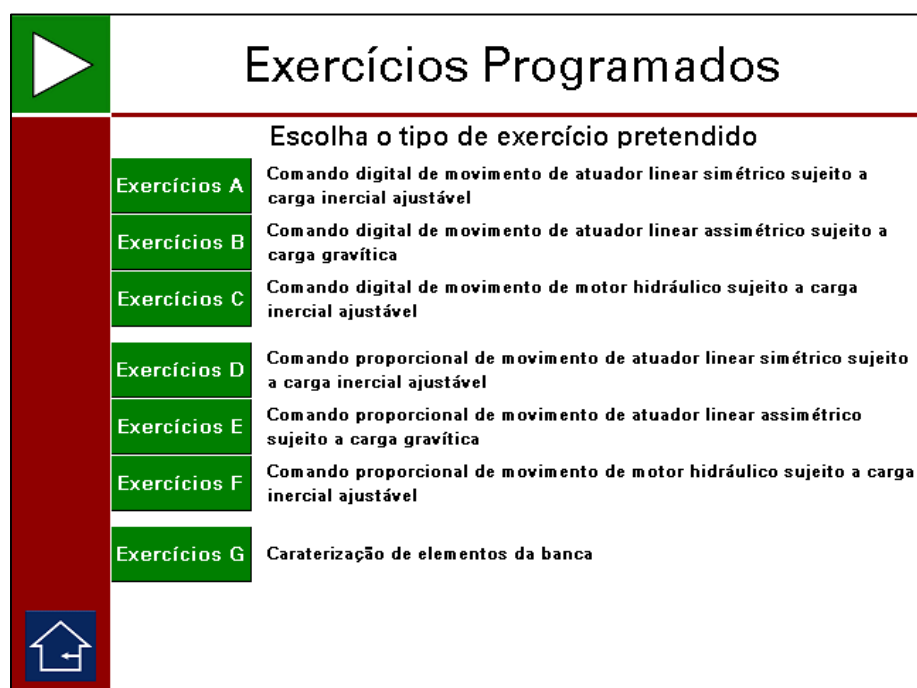


Figura 3.8 - Menu de escolha de exercícios

Como referido anteriormente, é dado ênfase à inclusão de ecrãs de informação para cada conjunto de exercícios implementado, que surjam de forma prévia à possibilidade de execução destes. Pretende-se com isto fornecer ao utilizador um correto enquadramento dos exercícios em causa, no que respeita a objetivos, material necessário, esquema do circuito hidráulico respetivo e outras informações que sejam relevantes – Figura 3.9.

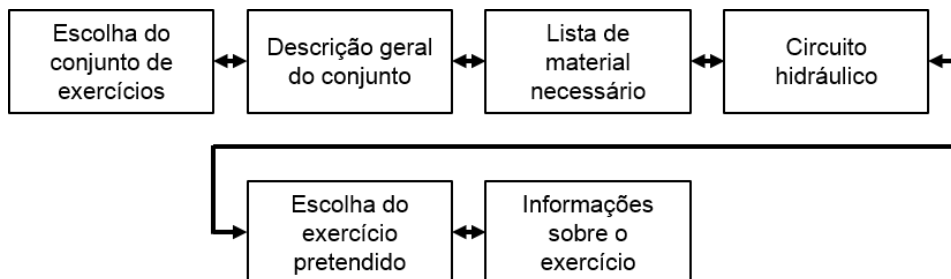


Figura 3.9- Esquema dos ecrãs de informação

A navegação entre estes ecrãs é realizada pelo utilizador. As informações sobre ligações elétricas e o esquema do circuito hidráulico correspondente ao exercício em questão são fornecidas no último ecrã de informação. A passagem para o ecrã de execução de um exercício implica a confirmação, por parte do utilizador, que as ligações do circuito hidráulico se encontram como explicitado - Figura 3.10

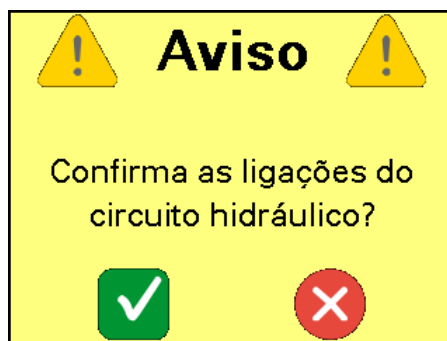


Figura 3.10 - Painel de confirmação das ligações do circuito hidráulico

3.4 Integração da interface do manipulador hidráulico externo

O desenvolvimento da nova estrutura de programação da interface gráfica contemplou a integração da estrutura criada anteriormente no âmbito do projeto de sistema de controlo do manipulador hidráulico (2). Esta estrutura, assim como os aspetos funcionais do manipulador, foi apresentada no ponto 2.2.3 da presente dissertação.

O primeiro passo da integração da estrutura gráfica do manipulador consistiu na sua agregação no modo de funcionamento “*Equipamento Externo*”, acessível através do menu principal da consola tátil. Apesar de, até ao momento, existir apenas um equipamento externamente ligado à banca, é criada toda a estrutura que permita no futuro a adição de novas funcionalidades.

No ponto 2.2.3 fora referido que a interface entre a banca e o manipulador é realizada por intermédio do respetivo armário de comando, existindo também uma consola manual com diversas funções. A comunicação entre os diversos componentes referidos é assegurada por cabos e respetivas fichas, podendo ser retirados quando o manipulador não se encontrar em utilização. O correto funcionamento deste equipamento é dependente dessas ligações, pelo que foi incorporado um ecrã de confirmação dessas mesmas ligações - Figura 3.11 - que surge logo após ser realizada a escolha do manipulador através da consola gráfica.



Figura 3.11 – Ecrã informativo das ligações elétricas do manipulador

O utilizador é assim alertado para a verificação do estado das ligações elétricas, assim como para a alimentação do armário de comando. Antes de prosseguir para o ecrã seguinte, é pedida ao utilizador uma nova confirmação das ligações - Figura 3.12.

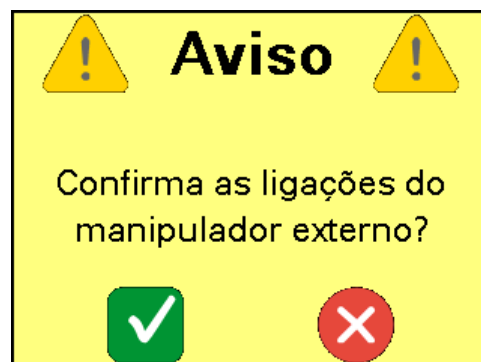
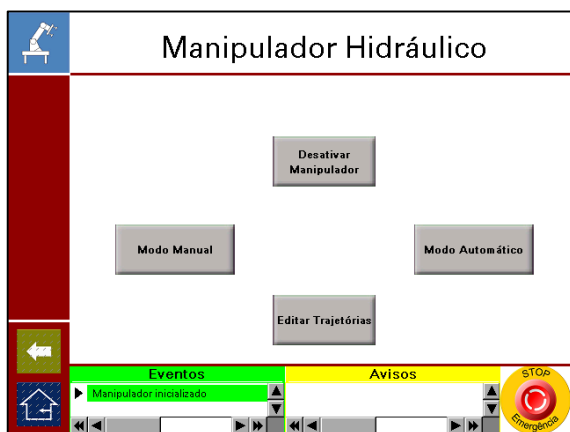
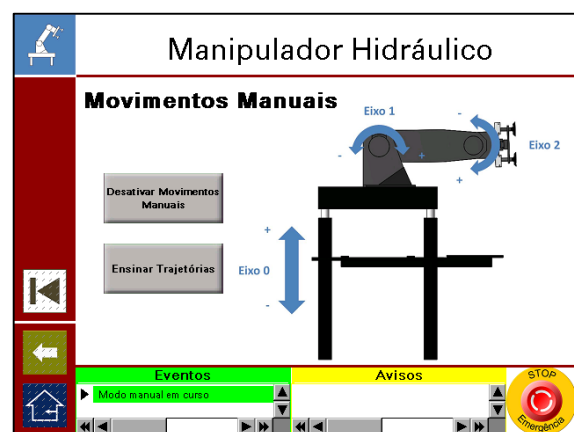


Figura 3.12 – Painel de confirmação das ligações do manipulador hidráulico externo

Os restantes ecrãs de interface do manipulador sofreram alterações meramente estéticas, de modo a se enquadrarem na nova interface gráfica. Não foram realizadas alterações funcionais, à exceção da adição da zona de “Eventos” e “Avisos”.



a)



b)



Figura 3.13 - Ecrãs de interface atualizados do manipulador hidráulico externo

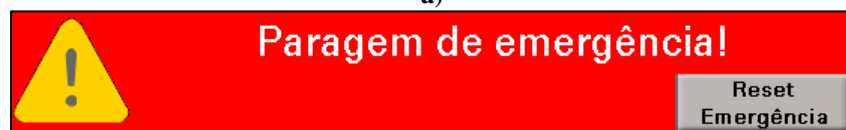
Foi também adicionado um painel de informação de emergências específico do manipulador hidráulico, que surge sempre que se verificar uma situação de emergência relacionada com o funcionamento do mesmo - Figura 3.14 a). Neste painel surge uma mensagem informativa da situação verificada:

- *FDC Manipulador não encontrado* – significa a existência de uma falha dos detetores de fim de curso ou nas suas respetivas ligações ao armário de comando;
- *Foi premida Botoneira emergência manipulador* – significa que foi acionada a botoneira de emergência presente no armário de comando;
- *Fonte de alimentação do manipulador desligada* – significa que foi desligada a alimentação do armário de comandos, ou que este não se encontra ligado ao automático.

Tal como acontece com as emergências gerais da banca, o utilizador apenas poderá efetuar o “reset” quando a situação que deu origem à ordem de emergência deixar de se verificar - Figura 3.14 b)



a)



b)

Figura 3.14 – Painel de informação de emergência do manipulador hidráulico externo

4 Exercícios com comando digital do movimento

Neste capítulo é realizada a descrição de um primeiro conjunto de exercícios de comando de movimento implementados no decurso da presente dissertação. Estes exercícios possuem em comum o facto de a sua forma de comando do movimento ser digital.

Pretende-se com estes exercícios desenvolver uma compreensão detalhada e uma capacidade de análise crítica de sistemas hidráulicos com esta forma de comando.

Estes exercícios têm também a particularidade de envolverem movimentos aos quais estão associados cargas externas com diferentes características que são comuns em sistemas reais.

Os exercícios foram organizados de acordo com o tipo de atuador utilizado:

- *Exercícios A* – Atuador linear simétrico, sujeito a carga inercial ajustável;
- *Exercícios B* – Atuador linear assimétrico, sujeito a carga gravítica;
- *Exercícios C* – Motor hidráulico, sujeito a carga inercial ajustável.

A programação dos exercícios foi realizada em linguagem LD, recorrendo a instruções de *SET* e *RESET*, com base nos SFC funcionais apresentados no *Anexo D – SFC de programação de exercícios*, seguindo assim a estrutura de programação já presente no autómato.

Ao longo do presente capítulo é realizada uma descrição fundamental dos pressupostos dos exercícios e dos objetivos a ser atingidos, bem como uma caracterização das interfaces gráficas desenvolvidas, tal como são presentes a um utilizador. São também apresentados e analisados os resultados de cada um destes exercícios.

A escolha de um determinado conjunto de exercícios é realizada através da consola gráfica e, uma vez realizada a escolha, o utilizador tem acesso a um conjunto de ecrãs com as seguintes informações:

- Descrição geral do conjunto de exercícios;
- Lista de material necessário à montagem do circuito hidráulico e elétrico de suporte;
- Apresentação do circuito hidráulico e respetivas ligações elétricas;
- Escolha do exercício específico que se pretende realizar.

Estes ecrãs são disponibilizados no “*Anexo C – Ecrãs de informação de exercícios*”.

4.1 Exercícios A – Atuador linear simétrico, sujeito a carga inercial ajustável

Este é um conjunto de exercícios onde se realiza o comando digital de movimento do atuador linear de duplo efeito simétrico presente no Módulo de Atuadores. Como referido no ponto 2.1.2 da presente dissertação, este atuador move uma mesa, de massa própria igual a 100

kg, sobre a qual se podem colocar diferentes massas (totalizando um máximo de 300 kg, com incrementos de 10 kg), produzindo assim o efeito de uma carga inercial ajustável.

De uma maneira geral, este grupo de exercícios explora a possibilidade de se poder ter quer uma grande diversidade de massas a ser movida (até uma relação de 1:3), quer uma grande diversidade de velocidades a ajustar (de 0 a 460 mm/s).

Esta particularidade permite realizar uma análise das características do movimento do conjunto atuador e mesa móvel, sob essas diversas configurações de carga e de velocidade, em ambos os sentidos de movimento.

Em complemento, o caráter digital do comando a ser implementado poderá fazer evidenciar fenómenos transitórios cuja identificação e análise poderá ser rica em ensinamentos.

Para tal, foi implementado o seguinte circuito hidráulico:

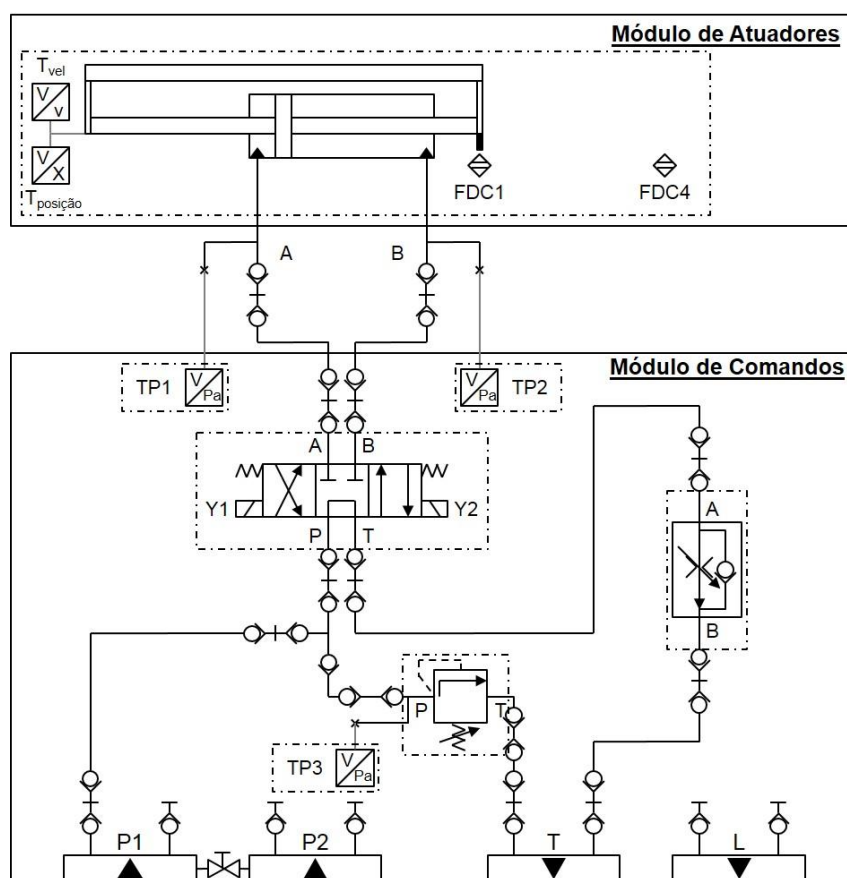


Figura 4.1 - Circuito hidráulico do conjunto de exercícios A

Tal como é possível observar, os componentes hidráulicos usados são:

- Grupo hidráulico 1:
 - Bomba de cilindrada fixa de 16 cm³;
- Atuador linear de duplo efeito simétrico:
 - Dimensões 50x36 – 500;
- Eletroválvula de centro aberto (com P ligado a T) e atuador obturado:
 - Y1 ligado à ficha S1 – movimento de recuo;
 - Y2 ligado à ficha S2 – movimento de avanço;
- Válvula reguladora de caudal de 2 orifícios:
 - Posição 0 – completamente fechada
 - Posição 10 – completamente aberta

- Válvula limitadora de pressão

A nível de detetores e transdutores, estão presentes:

- Transdutor de posição potenciométrico;
- Transdutor de velocidade linear;
- Detetores de fim de curso:
 - FDC1 – atuador recuado;
 - FDC4 – atuador avançado;
- Transdutores de pressão:
 - TP1 – ligado à câmara A do atuador;
 - TP2 – ligado à câmara B do atuador;
 - TP3 – ligado à válvula limitadora de pressão – pressão do circuito.

A variação de velocidade do atuador é conseguida através do ajuste manual da válvula reguladora de caudal de dois orifícios. A colocação desta em comando secundário (*meter-out*) permite criar uma contrapressão durante o movimento.

O movimento do atuador é confinado ao espaço compreendido entre os detetores FDC1 e FDC4. A distância entre os detetores pode ser alterada pelo utilizador. O movimento de avanço é definido como o movimento no sentido FDC1 para FDC4. Na figura apresentada, o atuador encontra-se na posição recuada.

A utilização de um transdutor de posição, de um transdutor de velocidade e de três transdutores de pressão é o que permite dar a este conjunto de exercícios uma capacidade especial de análise do comportamento dos movimentos a serem realizados e, portanto, maior detalhe e rigor obter na compreensão de certos fenómenos.

4.1.1 Análise prévia do circuito hidráulico

Tratando-se do movimento de um atuador simétrico, é de esperar que os seus movimentos de avanço e de recuo sejam bastante semelhantes, para um determinado ajuste de caudal. Este ajuste e, por consequência, o ajuste da velocidade do atuador, pode, por exemplo, ser conseguido por intermédio da variação da área de passagem de uma válvula estranguladora.

Considerando um escoamento turbulento, a relação entre a área de passagem (A_v) e o caudal que a atravessa é dada pela seguinte expressão:

$$Q = C_d \cdot A_v \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

Onde:

Q – caudal que atravessa a válvula

C_d – coeficiente de descarga

A_v – área de passagem

Δp – queda de pressão entre os orifícios da válvula

ρ – massa específica do fluido

Como a válvula utilizada, no entanto, é uma válvula reguladora de caudal, e, portanto, uma válvula compensada à carga, a queda de pressão entre os orifícios do estrangulador sensor que existe no seu interior (Δp) é constante, pelo que o caudal que a atravessa vem dado por:

$$Q = K_v \cdot A_v$$

Onde:

Q – caudal que atravessa a válvula

K_v – constante da válvula

A_v – área de passagem

Acoplado à mesa móvel movida pela haste do atuador encontra-se um transdutor de velocidade. Com o sinal que este gera, é possível determinar o caudal de óleo que atravessa o circuito, através da expressão:

$$Q = v \times A$$

Onde:

Q – caudal

v – velocidade do atuador

A – área do êmbolo do atuador

Na Tabela 4.1 é apresentado o cálculo da área do êmbolo do atuador, tendo em conta as suas dimensões:

Diâmetro êmbolo [D]	Diâmetro haste [d]	Área êmbolo $A = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$
50 mm	36 mm	9,456 cm ²

Tabela 4.1 - Dimensões do atuador linear simétrico

Durante o movimento de avanço, a câmara A do atuador encontra-se à pressão do circuito (i. e. a pressão definida pelo ajuste da válvula limitadora de pressão – trata-se de um circuito em fonte de pressão).

A colocação da válvula reguladora de caudal em *meter-out* faz com que exista uma contrapressão na câmara B do atuador durante o movimento. A consequência deste facto será que parte da energia fornecida para realizar o movimento do atuador será usada para contrabalançar a resistência induzida pela válvula reguladora de caudal.

Para o movimento de recuo podem ser feitas as mesmas considerações realizadas para o movimento de avanço.

4.1.2 Exercício A1 – Análise do movimento de avanço e de recuo

Neste exercício é pretendido avaliar a influência do valor da carga inercial aplicada ao atuador durante o movimento de avanço e de recuo, perante diferentes velocidades (diferentes ajustes da válvula reguladora de caudal).

Para tal são medidos os tempos de avanço e de recuo do atuador, segundo o diagrama temporal apresentado na Figura 4.2. Nele são representados os movimentos realizados pelo atuador, bem como a sua relação com os FDC1 e FDC4 que identificam a localização do início e do fim de cada movimento. O campo de deteção do FDC1, embora tenha uma característica dependente da posição, é evidenciado com uma representação aparentemente temporal, para facilidade de compreensão.

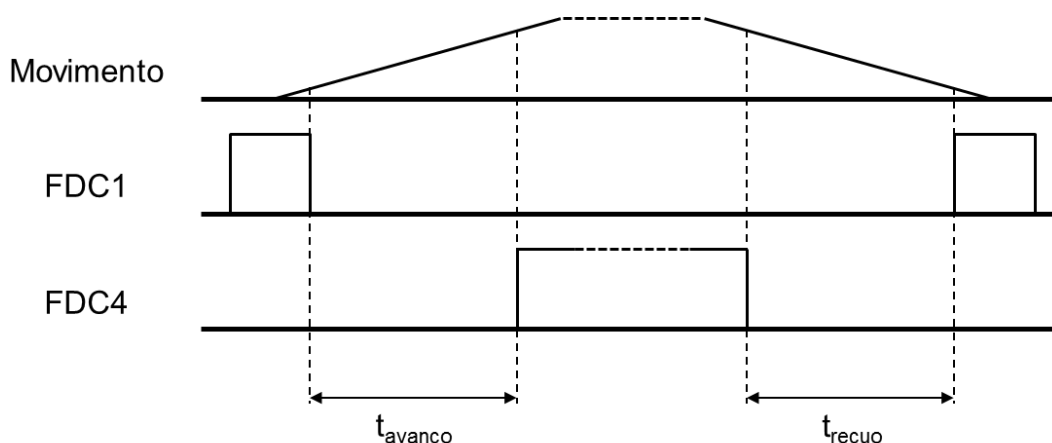


Figura 4.2 - Diagrama temporal de determinação dos tempos de avanço e recuo no exercício A1

No diagrama da Figura 4.2 está evidenciado que o “tempo de avanço” é medido pelo tempo decorrido entre as transições descendente do FDC1 e ascendente do FDC4, sendo o contrário para a medição do “tempo de recuo”. É evidenciado também que o movimento efetivo do atuador excede o curso compreendido entre as transições descendente e ascendente dos FDC, atendendo à eventualidade de ocorrerem sobrecursos, quer no movimento de avanço, quer no movimento de recuo.

É neste contexto que é medido o curso compreendido entre as transições dos FDC, por medição das posições em que cada um dos detetores comuta. Esta medição, portanto, não corresponde à totalidade do curso efetivamente realizado pelo atuador, pois o movimento inicia-se antes da comutação do FDC1 e termina depois da comutação de FDC4, no caso do avanço do atuador, sendo o reverso para o movimento de recuo, como aliás também é evidenciado na Figura 4.2.

São também medidas as respectivas velocidades de avanço e de recuo, através do transdutor de velocidade linear acoplado ao atuador. Com esta informação é calculado automaticamente o valor do caudal de óleo, em cada um dos movimentos.

A transição entre o movimento de avanço e o de recuo é intercalada com uma espera de aproximadamente 2 segundos, durante a qual a válvula direcional se encontra na sua posição central - Figura 4.3, e o atuador assume o estado de parado. Assim é garantido que os movimentos de avanço e de recuo são realizados com as mesmas condições iniciais.

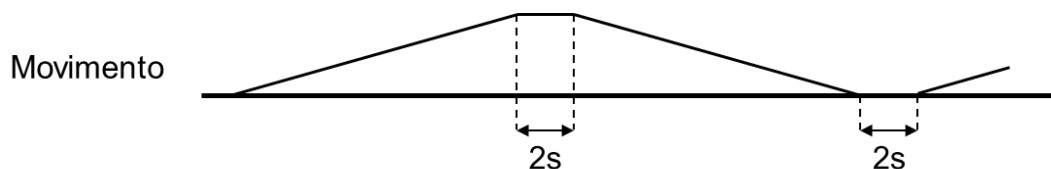


Figura 4.3 - Diagrama temporal de movimento do atuador

4.1.2.1 Interface gráfica

A escolha deste exercício pressupõe a apresentação de ecrãs introdutórios, após os quais surge o seguinte ecrã de execução:

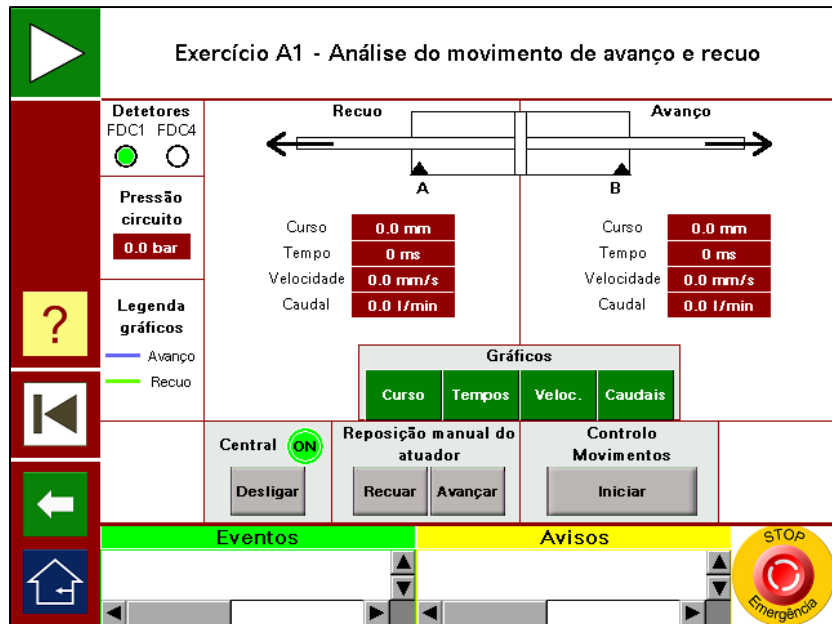


Figura 4.4 – Ecrã de execução do exercício A1

Durante a execução de movimentos são apresentadas as seguintes informações:

- **curso** percorrido entre FDC;
- **tempo** medido entre FDC;
- **velocidade** medida;
- **caudal** calculado para cada ciclo.

Caso pretenda, o utilizador poderá visualizar gráficos com estas informações, efetuando para isso a seleção no ecrã:

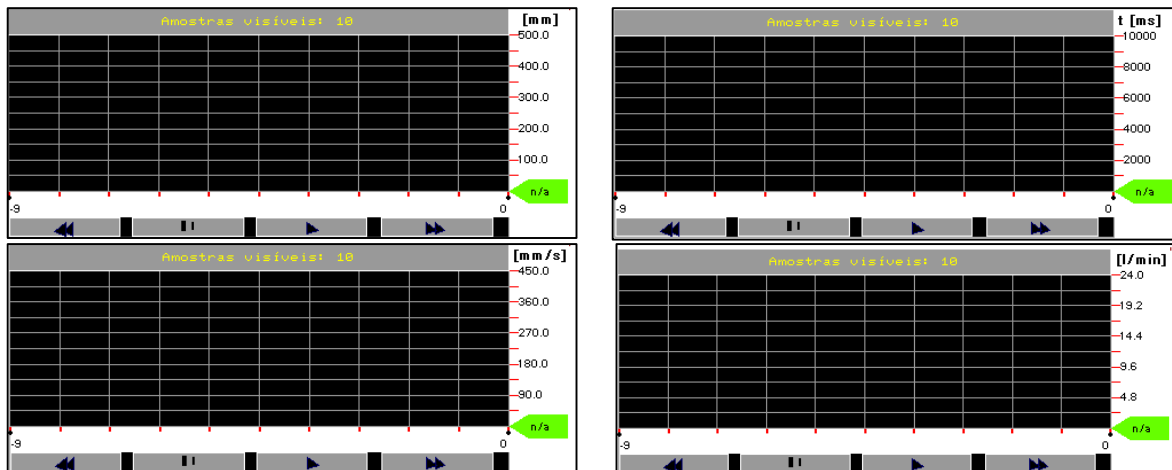


Figura 4.5 – Gráficos de informação de curso percorrido, tempos, velocidades e caudais.

4.1.2.2 Resultados obtidos

Para a validação e demonstração das capacidades deste exercício, foram realizados dois ensaios distintos. O primeiro ensaio consistiu na determinação da influência do ajuste da válvula reguladora de caudal nos diversos parâmetros calculados, tendo sido realizado com o valor de carga inercial mínimo (100 kg).

O segundo ensaio visou a determinação da influência da carga inercial nos mesmos parâmetros.

Ambos os ensaios foram realizados com o ajuste da válvula limitadora de pressão a 50 bar.

De seguida são apresentados os resultados obtidos para os dois ensaios.

- **1º Ensaio – com alteração de velocidade (por ajuste da válvula reguladora de caudal)**

Para este ensaio foram feitos três ajustes distintos da válvula reguladora de caudal (ajustes 3, 4 e 5), dando origem aos seguintes resultados:

Ajuste VRC	Ajuste 3		Ajuste 4		Ajuste 5	
Movimento	Avanço	Recuo	Avanço	Recuo	Avanço	Recuo
Curso medido [mm]	192,6	192,7	185,0	186,0	177,8	177,9
Tempo medido [ms]	2695	2693	1486	1481	996	994
Velocidade medida [mm/s]	74,2	75,0	135,3	135,8	201,0	203,6
Caudal calculado [l/min]	4,2	4,3	7,7	7,7	11,4	11,6

Tabela 4.2 - Resultados obtidos no 1º ensaio ao exercício A1

Uma primeira análise aos resultados expressos na Tabela 4.2 permite concluir que, como esperado, para cada ajuste da válvula reguladora de caudal, os resultados associados aos movimentos de avanço e de recuo são bastante semelhantes. As variações nos diversos valores medidos apresentam uma variação máxima de 1%, valor bastante aceitável para esta aplicação, e são explicadas por eventuais erros na leitura dos detetores e transdutores.

A gama de velocidades percorrida neste ensaio é bastante ampla (entre 74 e 200mm/s), o que permite reproduzir condições funcionais significativamente diferentes. O aumento da velocidade do atuador resulta num menor tempo decorrido entre os detetores. Contudo, verifica-se a medição do curso percorrido entre FDC é sucessivamente menor (note-se que a posição dos detetores não foi alterada no decurso do ensaio), o que revela um eventual erro. Para averiguar este facto, foram calculados os valores de curso percorrido através da informação de velocidade e de tempo disponibilizadas (*Curso calculado = velocidade medida × tempo medido*). A comparação entre os dois valores de curso (medido e calculado) é realizada na Tabela 4.3:

Ajuste VRC	Ajuste 3		Ajuste 4		Ajuste 5	
Movimento	Avanço	Recuo	Avanço	Recuo	Avanço	Recuo
Curso medido [mm]	192,6	192,7	185,0	186,0	177,8	177,9
Curso calculado [mm]	199,9	201,9	201,1	201,1	200,2	202,3

Tabela 4.3 - Comparação entre valores de curso “medido” e “calculado”

Verifica-se que os valores de curso calculado através da medição de velocidade e de tempo são bastante consistentes (apresentam uma variação máxima entre eles de cerca de 1,2%), indicando assim que estes são aparentemente fidedignos. Através da média dos valores apresentados (201,8 mm) é possível então obter uma boa aproximação da distância entre FDC. Este valor foi posteriormente confirmado por medição direta na banca, onde se constatou que os detetores distam cerca de 201 mm. Conclui-se assim que a origem do erro se encontra na medição do curso.

Uma vez determinada a origem do erro de medição do curso entre FDC, foram realizados movimentos a uma gama mais alargada de velocidades do que anteriormente explorado, por forma a obter mais informações sobre esta incoerência. Os movimentos foram realizados a duas distâncias distintas entre FDC. Os resultados obtidos são apresentados no gráfico da Figura 4.6.

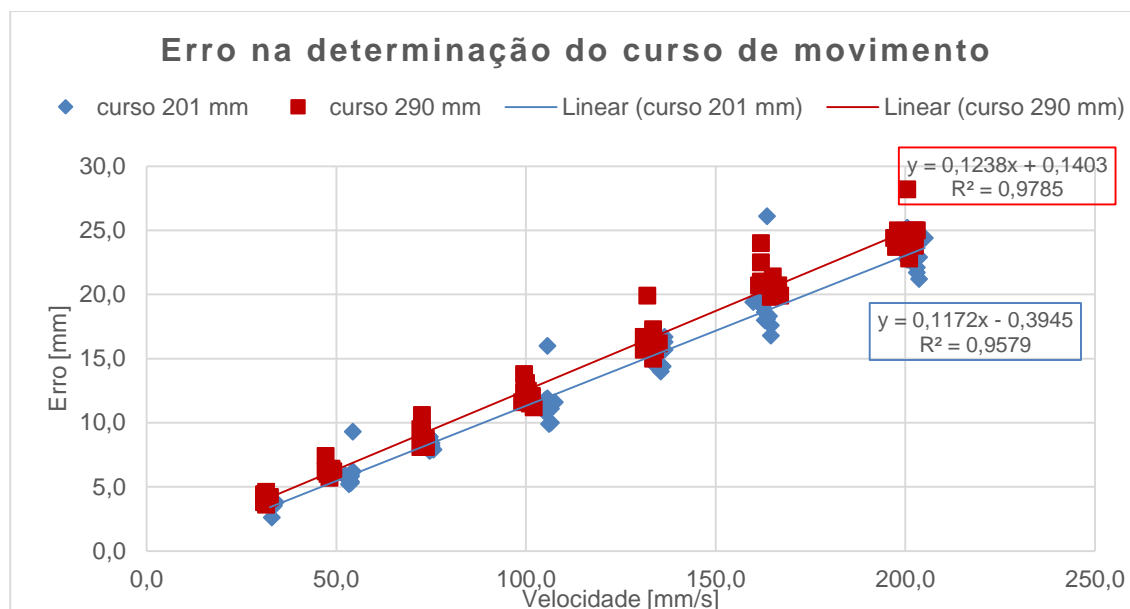


Figura 4.6 - Erro na determinação do curso de movimento

Da análise do gráfico apresentado, conclui-se que o erro verificado na determinação do curso medido é independente da distância entre os FDC, apresentado uma dependência da velocidade do atuador (como comprovado pela proximidade das retas de regressão linear apresentadas e as respetivas equações).

Uma análise com um osciloscópio permitiu concluir que a histerese dos detetores é pouco significativa, não sendo assim responsáveis pelos erros verificados. Posteriormente foi realizada uma análise ao transdutor de posição potenciométrico e aos valores por ele medidos, revelando que as leituras da posição inicial e final de movimento são afetadas de um erro, ambas dependentes da velocidade do atuador. Estes erros estão associados aos tempos de resposta do autómato e do transdutor de posição potenciométrico.

Foi observado que a leitura do valor de posição é realizada “atrás” do ponto de comutação do FDC, indicando assim que o transdutor de posição possui um tempo de resposta significativo face ao tempo de resposta do autómato - Figura 4.7.

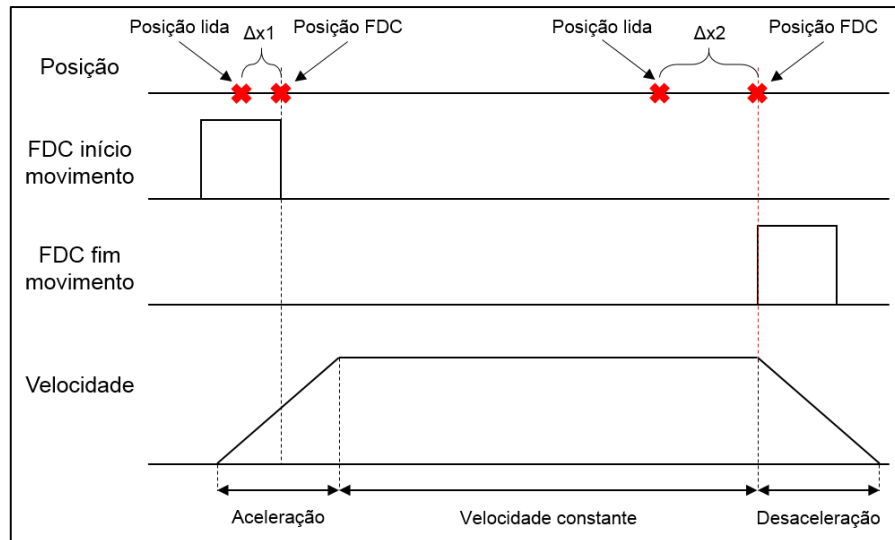


Figura 4.7 - Esquema demonstrativo dos erros de leitura do transdutor de posição

Uma vez que, na leitura do ponto inicial, o atuador se encontra a acelerar, o erro aqui verificado é menor do que o erro de leitura do ponto final de movimento ($\Delta x_1 < \Delta x_2$). A diferentes velocidades, foi verificado que a variação de Δx_1 é pequena, quando comparado com a variação de Δx_2 , ou seja, o erro de leitura da posição inicial é relativamente constante, enquanto o erro de leitura da posição final sofre variações consideráveis.

Está, assim, encontrada a origem das variações de curso verificadas no ensaio realizado. É umas das limitações da utilização dos mesmos detetores de fim de curso para a definição do movimento e a determinação da posição.

Encontrada a origem do erro de medição do curso percorrido, é possível agora desenvolver esforços para a sua compensação. Tendo em conta os dados recolhidos anteriormente (movimento do atuador a diferentes velocidades e diferentes distâncias entre FDC) é possível construir o gráfico da Figura 4.8. Efetuando uma análise por regressão linear aos dados recolhidos, obtém-se a função de variação do erro com a velocidade do atuador.

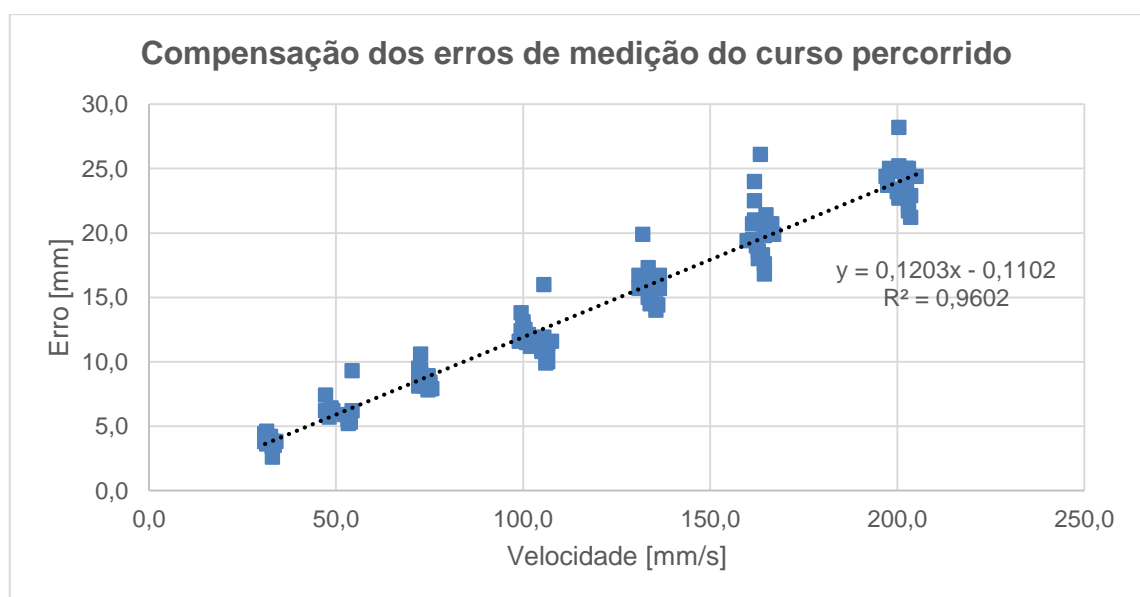


Figura 4.8 - Determinação da função de compensação de erros de curso medido entre FDC

Assim, a função de compensação a aplicar é dada da seguinte forma:

$$\text{curso corrigido} = \text{curso medido} + 0.12 \times \text{velocidade medida} - 0,11$$

Aplicando esta função aos dados apresentados na Tabela 4.2:

Ajuste VRC	Ajuste 3		Ajuste 4		Ajuste 5	
Movimento	Avanço	Recuo	Avanço	Recuo	Avanço	Recuo
Curso medido [mm]	192,6	192,7	185,0	186,0	177,8	177,9
Curso compensado [mm]	201,6	201,6	201,1	202,3	201,8	202,2
Tempo medido [ms]	2695	2693	1486	1481	996	994
Velocidade medida [mm/s]	74,2	75,0	135,3	135,8	201,0	203,6
Caudal calculado [l/min]	4,2	4,3	7,7	7,7	11,4	11,6

Tabela 4.4 - Resultados do 1º ensaio ao exercício A1, com cálculo de curso percorrido compensado

Como referido anteriormente, a distância entre FDC medida diretamente na banca neste ensaio, era cerca 201 mm. Os valores de curso corrigidos para diferentes velocidades são bastante próximos deste valor (apresentando uma variação máxima de 0,6%), confirmando o sucesso da aplicação da função de compensação. Esta função será assim aplicada automaticamente neste exercício e nos seguintes, sempre que seja efetuada uma medição de curso percorrido.

- **Ensaio 2 – com alteração da carga inercial do atuador**

Este ensaio foi realizado com carga inercial crescente (100, 200 e 300 kg), para o mesmo ajuste da válvula reguladora de caudal (ajuste 4). Os resultados obtidos são expressos na Tabela 4.5.

Carga [kg]	100		200		300	
Movimento	Avanço	Recuo	Avanço	Recuo	Avanço	Recuo
Curso medido compensado [mm]	201,1	202,1	201,1	201,5	200,2	202,2
Tempo medido [ms]	1486	1481	1527	1524	1538	1543
Velocidade medida [mm/s]	135,3	135,8	130,2	131,6	129,3	130,0
Caudal calculado [l/min]	7,7	7,7	7,4	7,5	7,3	7,4

Tabela 4.5 - Resultados obtidos no 2º ao exercício A1

A análise da Tabela 4.5 permite reafirmar que existe uma elevada regularidade entre o movimento de avanço e de recuo do atuador. Verifica-se que o aumento da carga tem como consequência uma ligeira diminuição da velocidade do atuador, devido ao aumento das forças de atrito e, por consequência, um aumento dos tempos dos movimentos, como seria de esperar.

4.1.3 Exercício A2 – Estudo do balanço energético no movimento de avanço e de recuo

Como o nome sugere, neste exercício é pretendido avaliar o movimento de avanço e o de recuo do atuador sob o ponto de vista energético. Isto é conseguido através da determinação da potência efetiva fornecida ao atuador, da potência consumida para a realização do seu movimento, da potência dissipada pela válvula reguladora de caudal colocada em *meter-out*, assim como da potência dissipada pela válvula limitadora de pressão, de acordo com as expressões apresentadas na Tabela 4.6:

Potência hidráulica gerada (teórica)	$P = Q_{nominal\ bomba} \times p_{circuito}$
Potência efetiva fornecida ao atuador	$P_{efetiva} = Q_{avanço} \times p_A$ (avanço) $P_{efetiva} = Q_{recuo} \times p_B$ (recuo)
Potência consumida para movimento do atuador	$P_{atuador} = Q_{avanço} \times (p_A - p_B)$ (avanço) $P_{atuador} = Q_{recuo} \times (p_B - p_A)$ (recuo)
Potência dissipada pela válvula reguladora de caudal	$P_{VRC} = Q_{avanço} \times p_B$ (avanço) $P_{VRC} = Q_{recuo} \times p_A$ (recuo)
Potência dissipada pela válvula limitadora de pressão	$P_{VLP} = (Q_{bomba} - Q_{avanço}) \times p_{circuito}$ (avanço) $P_{VLP} = (Q_{bomba} - Q_{recuo}) \times p_{circuito}$ (recuo)

Tabela 4.6 – Expressões de cálculo de potências do exercício A2

De acordo com a respetiva folha de catálogo, o valor do caudal nominal da bomba hidráulica usada é 24 l/min. O cálculo do valor de potência hidráulica teórica gerada pela bomba, e disponibilizada ao circuito, é realizado a cada ciclo completo de movimento, tendo em atenção o valor da pressão definida através do ajuste da válvula limitadora de pressão.

O valor da potência efetivamente fornecida ao atuador é calculado tanto para o movimento de avanço como para o movimento de recuo. O cálculo utiliza a informação da pressão da câmara ativa em cada movimento (câmara A no avanço e câmara B no recuo) fornecida através dos respetivos transdutores de pressão. O cálculo do caudal efetivo de avanço e de recuo é realizado nos mesmos moldes do exercício A1, ou seja, recorrendo à informação do transdutor de velocidade.

A potência consumida pelo atuador durante o movimento não depende apenas de um valor de pressão, mas sim do diferencial de pressão existente nas duas câmaras. Este é imposto pela carga externa e internamente aplicada no atuador. Dado que a carga presente é inercial, a diferença de pressão durante o movimento, e por consequência a potência consumida pela carga externa para movimento é transitória, e a interna é imposta pela força necessária para vencer o atrito dos vedantes e de outros elementos do atuador.

Uma vez que a pressão na câmara inativa (câmara B no avanço e câmara A no recuo) é não nula, faz com que exista um diferencial de pressão aos orifícios da válvula reguladora de caudal, uma vez que se encontra em descarga para o tanque. Existe assim uma dissipação de energia nesta válvula, tornando-se de elevado interesse o respetivo cálculo de potência. Dado que não existe um transdutor de pressão na linha de retorno ao tanque, é considerado que o valor de pressão à saída da válvula reguladora é nulo, introduzindo assim um pequeno erro no cálculo desta potência. Este erro deve-se à existência de contrapressão provocada pelas tubagens e engates rápidos na linha de retorno, o que se traduz num valor de potência dissipada na válvula abaixo do valor aqui calculado.

A análise energética fica completa com o cálculo da potência dissipada através da válvula limitadora de pressão, uma vez que parte do caudal fornecido a todo o circuito retorna ao tanque por intermédio desta. Esse valor de caudal é dependente do nível de estrangulamento induzido pela válvula reguladora de caudal, pelo que é de esperar uma relação inversa entre a velocidade do atuador e a potência dissipada pela válvula limitadora.

4.1.3.1 Interface gráfica

Após a apresentação dos ecrãs de informação introdutórios, surge o seguinte ecrã de execução do exercício A2:

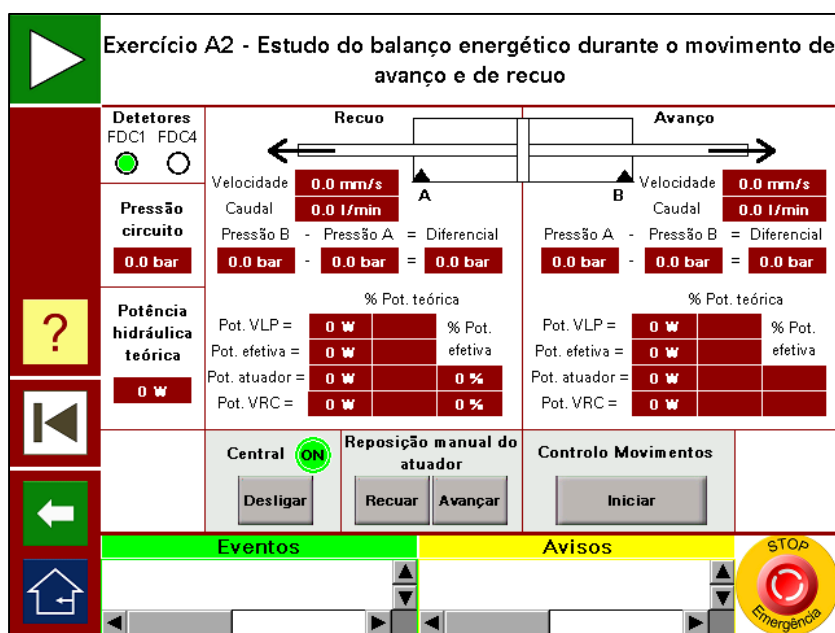


Figura 4.9 – Ecrã de execução do exercício A2

Como é possível observar, neste ecrã o utilizador tem disponíveis informações sobre a pressão do circuito, a pressão em ambas as câmaras do atuador durante o movimento de avanço e de recuo e o respetivo diferencial, assim como os vários valores de potência anteriormente referidos. São também determinados, de forma automática, os valores de eficiência total (relativamente ao valor de potência hidráulica gerada) e relativa (relativamente aos valores de potência efetivamente disponível para o movimento).

4.1.3.2 Resultados obtidos

Tal como no exercício A1, para este exercício foram realizados dois ensaios distintos: o primeiro visou a determinação da influência do ajuste da válvula reguladora de caudal nos valores de potência, enquanto o segundo ensaio visou a determinação da influência da alteração da carga inercial. Ambos os ensaios foram realizados com a pressão máxima do circuito ajustada a 50 bar.

- **1º ensaio – com alteração de velocidade do atuador (por ajuste da válvula reguladora de caudal)**

Para este ensaio realizaram-se três ajustes distintos da válvula reguladora de caudal (idênticos aos realizados para o exercício A1), o que se traduziu em três velocidades diferentes:

1. Ajuste 3 – velocidade média de 74,6 mm/s
2. Ajuste 4 – velocidade média de 135,6 mm/s
3. Ajuste 5 – velocidade média de 201,1 mm/s

O valor de carga inercial foi mantido nos 100 kg (o peso próprio da mesa móvel)

Na Tabela 4.7 são apresentados os resultados de potência gerada, potência dissipada na válvula limitadora de pressão e potência efetiva obtidos neste ensaio, para o movimento de avanço (o movimento de recuo será semelhante, como ficou patente no exercício A1):

Ajuste VRC		Ajuste 3		Ajuste 4		Ajuste 5	
Potência [W]	Gerada	1982	100%	1947	100%	1880	100%
	VLP	1635	82,5%	1375	70,6%	1048	55,7%
	Efetiva	348	17,5%	572	29,4%	832	44,3%

Tabela 4.7 – Comparação entre valores de potência gerada, efetiva e dissipada na VLP obtidos no 1º ensaio ao exercício A2

Uma primeira análise à Tabela 4.7 permite verificar que a potência hidráulica gerada decresce com o aumento da velocidade do atuador. Isto deve-se ao facto da pressão máxima do circuito sofrer uma redução, fruto da diminuição de caudal que atravessa a válvula limitadora de pressão (um maior caudal é disponibilizado para o movimento do atuador devido ao menor estrangulamento da válvula reguladora de caudal). Este facto é também comprovado pela diminuição de potência dissipada na válvula limitadora perante um aumento da velocidade. Assim, verifica-se um aumento nominal e percentual da potência efetivamente disponibilizada para o movimento do atuador.

Os valores obtidos de potência para movimento do atuador e de potência dissipada na válvula reguladora de caudal são apresentados na Tabela 4.8.

Ajuste VRC		Ajuste 3		Ajuste 4		Ajuste 5	
Potência [W]	Efetiva	348	100%	572	100%	832	100%
	Atuador	72	20,7%	103	18,0%	146	17,5%
	VRC	276	79,3%	469	82,0%	686	82,5%

Tabela 4.8 – Comparação entre valores de potência efetiva, do atuador e dissipada na VRC obtidos no 1º ensaio ao exercício A2

Verifica-se que o aumento de potência efetiva é acompanhado de um aumento da potência consumida pelo atuador e de potência dissipada na válvula reguladora de caudal, o que era esperado, visto existir um aumento do caudal que atravessa esses componentes. Contudo, o aumento nestes valores é realizado de forma desigual: observa-se que a relação entre a potência consumida para o movimento e a potência efetiva apresenta uma tendência decrescente. Isto significa que, com o aumento da velocidade, a parte da energia utilizada para o movimento do atuador é sucessivamente menor, relativamente à energia efetivamente fornecida. Isto deve-se ao facto de a queda de pressão entre as câmaras do atuador não ser independente da velocidade do mesmo, apresentando uma tendência também decrescente, como se pode verificar na Tabela 4.9:

Ajuste VRC	Ajuste 3	Ajuste 4	Ajuste 5
Diferencial pressão atuador [bar]	10,0	8,4	7,6

Tabela 4.9 - Diferencial de pressão entre as câmaras do atuador observado no 1º ensaio ao exercício A2

A diminuição do diferencial de pressão nas câmaras do atuador é explicada pela diminuição das forças de atrito com o aumento da velocidade de movimento.

Uma vez que uma menor energia fornecida é utilizada para o movimento do atuador, tal implica que exista um aumento relativo da potência dissipada na válvula reguladora de caudal.

- **2º ensaio – com alteração da carga inercial**

Neste ensaio fixou-se o ajuste 4 na válvula reguladora de caudal, o que se traduziu, como referido anteriormente, num movimento de velocidade na ordem dos 190 mm/s. O valor de

carga inercial foi sucessivamente aumentado até perfazer o valor máximo disponível. Os resultados de potência gerada, potência dissipada na válvula limitadora de pressão e potência efetivamente disponibilizada são apresentados na Tabela 4.10:

Carga [kg]		100		200		300	
Potência [W]	Gerada	1947	100%	1930	100%	1926	100%
	VLP	1375	70,6%	1359	70,4%	1358	70,5%
	Efetiva	572	29,4%	571	29,6%	568	29,5%

Tabela 4.10 – Comparação entre valores de potência gerada, efetiva e dissipada na VLP obtidos no 2º ensaio ao exercício A2

A análise aos valores de potência expressos na Tabela 4.10 permite verificar que estes são relativamente independentes do valor de carga inercial (existe uma variação de cerca de 1%). Estes resultados eram os esperados, dada a natureza da carga.

Apesar do valor relativamente constante do valor de potência efetiva, verifica-se uma alteração não desprezável dos valores de potência consumida para o movimento do atuador e de potência dissipada pela válvula reguladora de caudal, como mostrado na Tabela 4.11.

Carga [kg]		100		200		300	
Potência [W]	Efetiva	572	100%	571	100%	568	100%
	Atuador	101	17,7%	102	17,9%	109	19,2%
	VRC	471	82,3%	469	82,1%	459	80,8%

Tabela 4.11 - Comparação entre valores de potência efetiva, do atuador e dissipada na VRC obtidos no 2º ensaio ao exercício A2

O aumento da carga inercial leva a um aumento das forças de atrito no atuador (uma vez que estas relacionam-se com a carga normal ao sentido de movimento, que, neste caso, é o peso da mesa móvel). Isto leva a que, para cada valor de carga, o diferencial de pressão entre as câmaras do atuador seja sucessiva e marginalmente maior, como mostra a Tabela 4.12:

Carga [kg]	100	200	300
Diferencial pressão atuador [bar]	8,4	8,5	8,9

Tabela 4.12 - Diferencial de pressão entre as câmaras do atuador observado no 2º ensaio ao exercício A2

Devido a este facto, a potência consumida para o movimento do atuador possui uma tendência crescente com o aumento da carga inercial. Em oposição, o valor de potência dissipada na válvula reguladora de caudal é menor (o diferencial de pressão aos seus orifícios é menor).

4.1.4 Exercício A3 – Dinâmica de paragem do atuador

Neste exercício pretende-se que seja realizada uma avaliação dinâmica do atuador quando este é sujeito a um comando de paragem. Sempre que o atuador atinge qualquer um dos detetores de fim de curso, a válvula direcional retorna à posição central, permitindo a paragem do mesmo. Neste momento é medido:

- O desvio posicional da mesa relativamente ao ponto de reconhecimento do detetor (sobrecurso) - Figura 4.10;

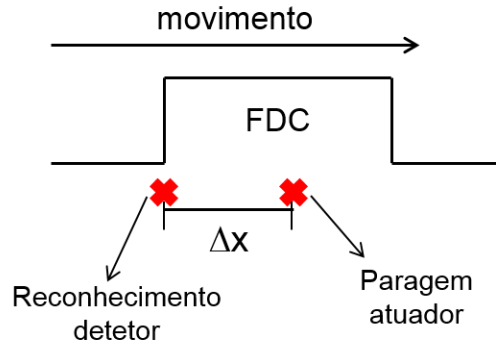


Figura 4.10 - Determinação do sobrecurso durante a paragem do atuador

- O tempo efetivo de paragem (descontado o tempo de reconhecimento do comando de paragem) - Figura 4.11;

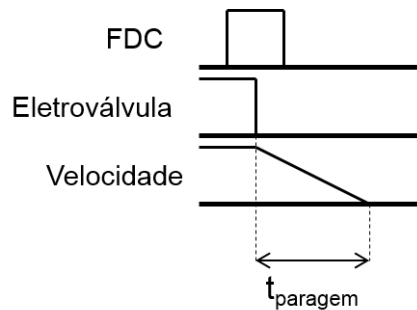


Figura 4.11 – Cálculo do tempo de paragem do atuador no exercício A3

- A desaceleração média sofrida pelo atuador (tendo em consideração a velocidade de movimento e o tempo de paragem referido anteriormente);
- As pressões verificadas nas duas câmaras do atuador no início da sua paragem.

4.1.4.1 Interface gráfica

Após a passagem pelos ecrãs de informação do exercício, surge o seguinte ecrã de execução:

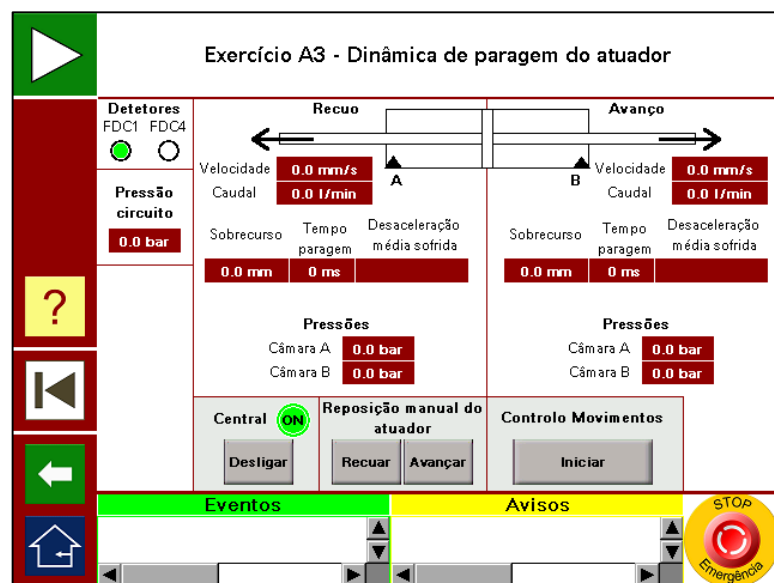


Figura 4.12 - Interface gráfica do exercício A3

Neste ecrã são disponibilizados os valores de tempos, desvios, desacelerações e pressões referidos anteriormente, para cada movimento de avanço e de recuo. Tal como nos exercícios anteriores, é também fornecida informação sobre a velocidade e o caudal de óleo em cada movimento.

4.1.4.2 *Resultados obtidos*

Seguindo a mesma estratégia de ensaios aplicada nos exercícios A1 e A2, neste exercício foram realizados dois ensaios distintos, visando a determinação da influência da alteração da velocidade do atuador e da carga inercial. Aproveitando as características que este exercício oferece, ambos os ensaios foram realizados com duas válvulas direcionais distintas: válvula com P ligado a T (A e B fechados) e válvula com centro em “Y” (A e B ligados a T). Assim pretende-se também caracterizar eventuais diferenças no comportamento do atuador, introduzidas pela utilização de válvulas com configurações de posição central distintas.

De referir que estes ensaios foram realizados nas mesmas condições que os descritos para o exercício A2 (pressão máxima do circuito ajustada a 50 bar), tendo obtido os seguintes resultados para o movimento de avanço:

- **1º ensaio – com alteração da velocidade do atuador**

Foram realizados três ajustes distintos da válvula reguladora de caudal, o que se traduziu nos seguintes resultados:

Ajuste VRC	Ajuste 3		Ajuste 4		Ajuste 5	
Válvula direcional	P ligado a T	Centro em Y	P ligado a T	Centro em Y	P ligado a T	Centro em Y
Sobrecurso [mm]	8,4	9,0	15,3	16,5	28,5	28,8
Tempo paragem [ms]	105	116	118	119	141,6	145,8
Desaceleração [mm/s ²]	754	666	1135	1098	1449	1429

Tabela 4.13 – Resultados obtidos do 1º ensaio ao exercício A3

Da análise da Tabela 4.13 é possível observar que o aumento da velocidade do atuador implica um aumento no sobrecurso de paragem, para ambas as válvulas. Os tempos de paragem são também claramente afetados, o que sugere que estes parâmetros são bastante influenciados pela velocidade do atuador.

Relativamente à utilização de válvulas direcionais de configurações diferentes, era esperado uma diferença bastante mais significativa do que as efetivamente obtidas. Com a válvula de centro em “Y” a frenagem do atuador é conseguida pelo equilíbrio de forças hidráulicas, o que implicaria um pior desempenho dinâmico do atuador, por contraposição da válvula com A e B obturados, onde efetivamente existe um bloqueio à passagem de caudal, logo a frenagem seria mais eficaz. Uma das razões para a qual não ser mais significativa a diferença entre as duas válvulas prender-se-á com atrito excessivo introduzido pelos vedantes do atuador, tornando-se assim efetivamente responsável pela sua frenagem.

Na Tabela 4.14 são apresentados os valores de pressão registados no início da paragem do atuador. Como ficou patente em exercícios anteriores, o diferencial de pressão entre as duas câmaras é menor conforme a velocidade do atuador aumenta, facto que se verifica igualmente neste exercício. Embora o ensaio tenha sido realizado sob as mesmas condições funcionais para

as duas válvulas, verifica-se que os valores de pressão registados para a válvula de centro em “Y” são inferiores que os registados na válvula com A e B obturados. Isto deve-se ao facto de, na posição central, A e B se encontrem ligados a T, fazendo com que, na paragem, exista uma descarga ao tanque, diminuindo os valores de pressão verificados.

Ajuste VRC	Ajuste 3		Ajuste 4		Ajuste 5	
Válvula direcional	P ligado a T	Centro em Y	P ligado a T	Centro em Y	P ligado a T	Centro em Y
Pressão A [bar]	48,2	42,8	46,3	34,0	43,4	25,7
Pressão B [bar]	35,2	32,6	37,6	24,5	35,2	17,0
Diferencial [bar]	13,0	10,2	8,7	9,5	8,2	8,7

Tabela 4.14 – Valores de pressão verificados nas câmaras do atuador no 1º ensaio ao exercício A3

- 2º ensaio – com alteração da carga inercial

Neste ensaio o valor da carga inercial foi incrementado em intervalos de 100 kg até perfazer o valor máximo disponível. Os resultados obtidos são apresentados na Tabela 4.15 e na Tabela 4.16:

Carga [kg]	100		200		300	
Válvula direcional	P ligado a T	Centro em Y	P ligado a T	Centro em Y	P ligado a T	Centro em Y
Sobrecurso [mm]	15,3	16,5	18,1	17,9	20,0	21,4
Tempo paragem [ms]	118	119	123	125	146	149
Desaceleração [mm/s²]	1135	1098	1024	991	903	833

Tabela 4.15 – Resultados obtidos no 2º ensaio ao exercício A3

Carga [kg]	100		200		300	
Válvula direcional	P ligado a T	Centro em Y	P ligado a T	Centro em Y	P ligado a T	Centro em Y
Pressão A [bar]	46,3	34,1	46,1	34,5	46,3	33,7
Pressão B [bar]	37,6	24,5	37,7	24,7	37,1	23,6
Diferencial [bar]	8,7	9,6	8,4	9,8	9,2	10,1

Tabela 4.16 – Valores de pressão verificados nas câmaras do atuador no 2º ensaio ao exercício A3

Tal como era esperado, a carga inercial tem influência na dinâmica de paragem do atuador: o aumento da carga faz com que seja verificada um sobrecurso maior, para o mesmo ajuste da válvula reguladora de caudal. Os tempos de paragem são afetados no mesmo sentido. A frenagem do atuador torna-se menos eficaz, como demonstrado pela diminuição da desaceleração média verificada para cada carga.

Uma vez mais verifica-se que não existem diferenças consideráveis entre a utilização de uma válvula com A e B fechado e uma de centro em “Y”, ao contrário do que era esperado. É reafirmada assim a possibilidade de que a frenagem esteja a ser indevidamente assegurada pelo atrito introduzido pelos vedantes do atuador.

4.1.5 Exercício A4 – Movimento cíclico: estudo das inversões de movimento

Este exercício surge na sequência do exercício A3. Pretende-se agora avaliar o comportamento do atuador quando é sujeito a um movimento cíclico contínuo, nomeadamente ao nível das inversões de sentido de movimento. É, portanto, a transposição do exercício 1 referido no ponto 2.2.2, com algumas alterações:

- É abandonada a medição dos tempos de avanço e de recuo, pois não acrescenta informação relativamente ao exercício A1;
- Tal como nos exercícios anteriores, são apresentados os valores de velocidade do movimento do atuador, com base na informação gerada pelo transdutor de velocidade associado ao atuador, e determinados os caudais de óleo envolvidos em cada movimento;
- É mantida a medição dos tempos de inversão de movimento;
- À semelhança do que acontece no exercício A3, é acrescentada a funcionalidade de medição dos desvios posicionais máximos relativamente ao ponto de reconhecimento do sensor de fim de curso (sobrecurso), a medição do tempo de paragem do atuador durante a inversão e respetiva desaceleração média, assim como os valores de pressão médios e máximos verificados durante todo o ciclo de movimento.

4.1.5.1 Interface gráfica

Após a apresentação dos ecrãs informativos do exercício, o utilizador tem à sua disposição o seguinte ecrã de interface:

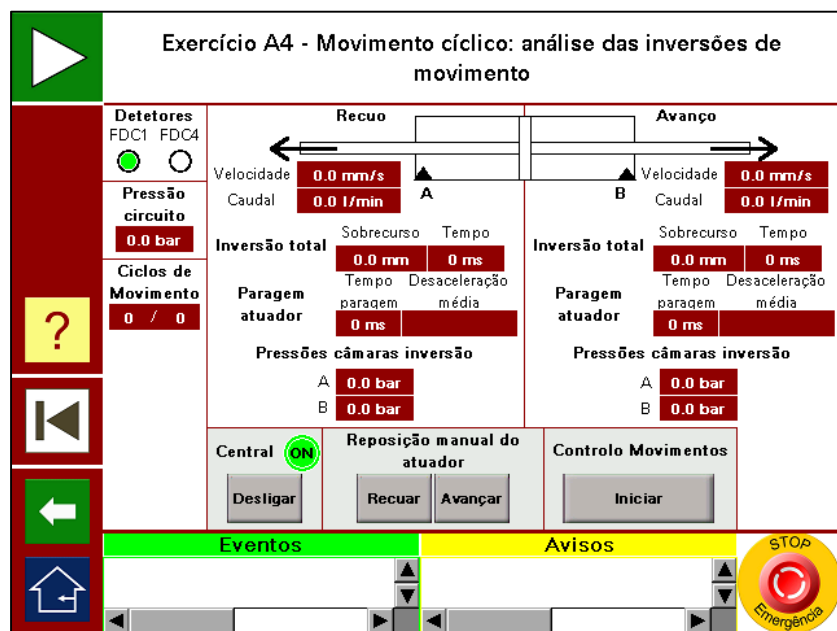


Figura 4.13 - Interface gráfica do exercício A4

Neste ecrã é disponibilizada informação relativamente à velocidade do atuador e caudal de óleo em cada movimento de avanço e de recuo, à semelhança dos exercícios anteriores, assim como de todos os parâmetros referidos anteriormente.

4.1.5.2 *Resultados obtidos*

Este exercício apresenta-se como uma evolução lógica do exercício A3. Como tal, foram realizados ensaios nas mesmas condições dos realizados para esse exercício. De seguida apresentam-se os resultados obtidos para o movimento de avanço de cada ensaio realizado:

- **1º ensaio – com alteração da velocidade do atuador**

Ajuste VRC	Ajuste 3		Ajuste 4		Ajuste 5	
Válvula direcional	P ligado a T	Centro em Y	P ligado a T	Centro em Y	P ligado a T	Centro em Y
Sobrecurso [mm]	12,0	10,6	18,8	18,8	27,3	28,6
Tempo inversão [ms]	152	169	148	152	140	147
Tempo paragem [ms]	71	80	78	80	78	85
Desaceleração [mm/s ²]	1037	962	1705	1669	2591	2326

Tabela 4.17 – Resultados obtidos no 1º ensaio ao exercício A4

À semelhança do exercício A3, o aumento da velocidade implica um aumento no sobrecurso verificado durante a inversão do movimento, assim como do tempo de paragem e da desaceleração média do atuador. Naturalmente, os tempos de paragem do atuador são inferiores aos verificados no exercício A3, dado que a frenagem é conseguida pela inversão do caudal de óleo. Isto implica que os valores de desaceleração sejam superiores, como efetivamente acontece. Relativamente aos tempos de inversão de movimento, verifica-se igualmente uma diminuição dos mesmos com o aumento da velocidade do atuador.

Uma vez mais não são observadas diferenças significativas entre os resultados obtidos com a válvula direcional com centro A e B fechados e com a válvula com centro em “Y”.

Os valores de pressão das câmaras do atuador, verificados no início da inversão de movimento, são bastante semelhantes em ambas as válvulas, como demonstrado na Tabela 4.18. Tal contrasta com o que foi observado no exercício A3, onde as pressões registadas para as duas válvulas apresentavam diferenças claras.

Ajuste VRC	Ajuste 3		Ajuste 4		Ajuste 5	
Válvula direcional	P ligado a T	Centro em Y	P ligado a T	Centro em Y	P ligado a T	Centro em Y
Pressão A [bar]	47,5	47,4	44,5	44,4	41,1	39,1
Pressão B [bar]	36,7	37,7	35,7	35,7	34,8	32,8
Diferencial [bar]	10,8	9,7	8,8	8,7	6,3	6,3

Tabela 4.18 - Valores de pressão verificados no 1º ensaio ao exercício A4

- **2º ensaio – alteração da carga inercial**

Carga [kg]	100		200		300	
Válvula direcional	P ligado a T	Centro em Y	P ligado a T	Centro em Y	P ligado a T	Centro em Y
Sobrecurso [mm]	18,8	18,8	17,9	19,5	18,4	20,2
Tempo inversão [ms]	148	152	147	162	146	154
Tempo paragem [ms]	78	80	76	83	80	87
Desaceleração [mm/s ²]	1705	1669	1795	1581	1635	1563

Tabela 4.19 – Resultados obtidos no 2º ensaio ao exercício A4

Neste ensaio, é possível observar que o valor de sobrecurso praticamente se mantém constante, independente da carga inercial aplicada, ao contrário do que aconteceu nos ensaios do exercício A3. Não existe uma tendência definida para os tempos de inversão e para os valores de desaceleração médias. Contudo os tempos de paragem apresentam uma tendência crescente, sugerindo alguma dependência do valor de carga, como fora verificado no exercício A3.

Carga [kg]	100		200		300	
Válvula direcional	P ligado a T	Centro em Y	P ligado a T	Centro em Y	P ligado a T	Centro em Y
Pressão A [bar]	44,5	44,4	44,5	43,4	44,0	43,7
Pressão B [bar]	35,7	35,7	36,3	35,5	34,9	35,1
Diferencial [bar]	8,8	8,7	8,2	7,9	9,1	8,6

Tabela 4.20 - Valores de pressão verificados no 2º ensaio ao exercício A4

Relativamente aos valores de pressão, é verificado que, para ambas as válvulas, estes são bastante semelhantes, para cada configuração de carga.

4.1.6 Exercício A5 – Movimento cíclico: compensação dos desvios de curso ocorridos nas inversões

Neste exercício é pretendido determinar os desvios de curso do atuador durante as inversões de movimento relativamente ao ponto médio de atuação dos sensores de fim de curso, e permitir o uso dessa informação para a realização de uma compensação. Trata-se da transposição do exercício 2, descrito no ponto 2.2.2 da presente dissertação, para a nova estrutura de programação de interface.

4.1.6.1 Interface gráfica

O ecrã de execução deste exercício é bastante semelhante aos dos restantes exercícios do grupo:

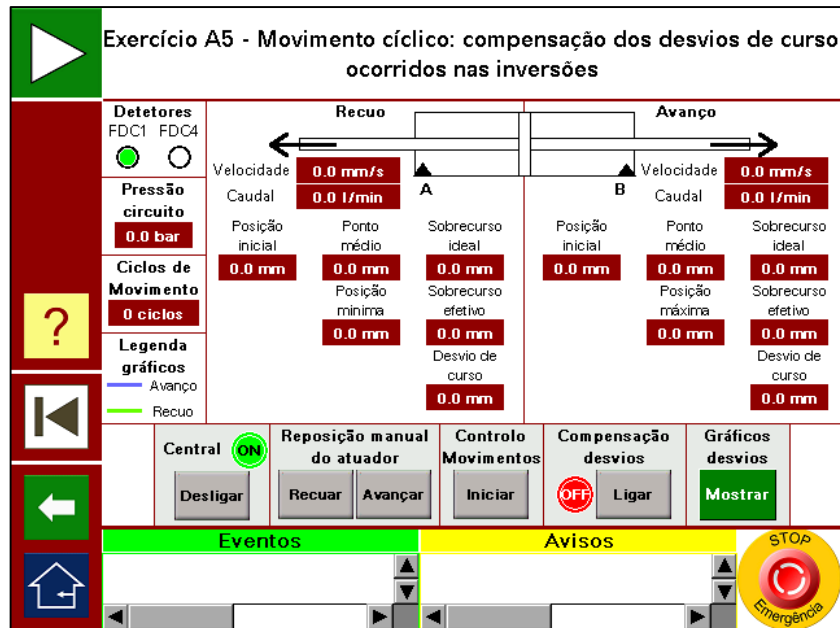


Figura 4.14 - Interface gráfica do exercício A5

Neste ecrã é apresentada toda a informação que leva ao cálculo dos desvios de curso durante as inversões. É também disponibilizado o comando para a ativação da função de compensação implementada. Caso o utilizador pretenda, é possível visualizar os valores dos desvios sob a forma gráfica:

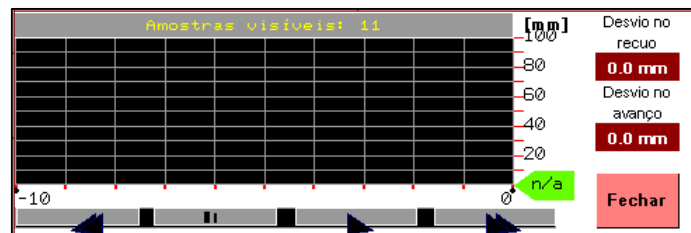


Figura 4.15 - Gráfico de desvios de curso

4.1.6.2 Resultados obtidos

Semelhante aos exercícios anteriores, foram realizados dois ensaios distintos para este exercício, visando a determinação da sua capacidade de compensação de desvio de curso para diferentes configurações de velocidade e de carga do atuador. Estes ensaios decorreram com uma pressão máxima do circuito de 50 bar. Seguidamente são apresentados os resultados obtidos para o movimento de avanço:

- **1º ensaio – alteração da velocidade do atuador**

Neste ensaio foram realizados três ajustes distintos da válvula reguladora de caudal, o que resultou em três velocidades distintas do atuador. A carga do atuador foi mantida no seu valor mínimo (100 kg). O resultado é apresentado no gráfico da Figura 4.16:

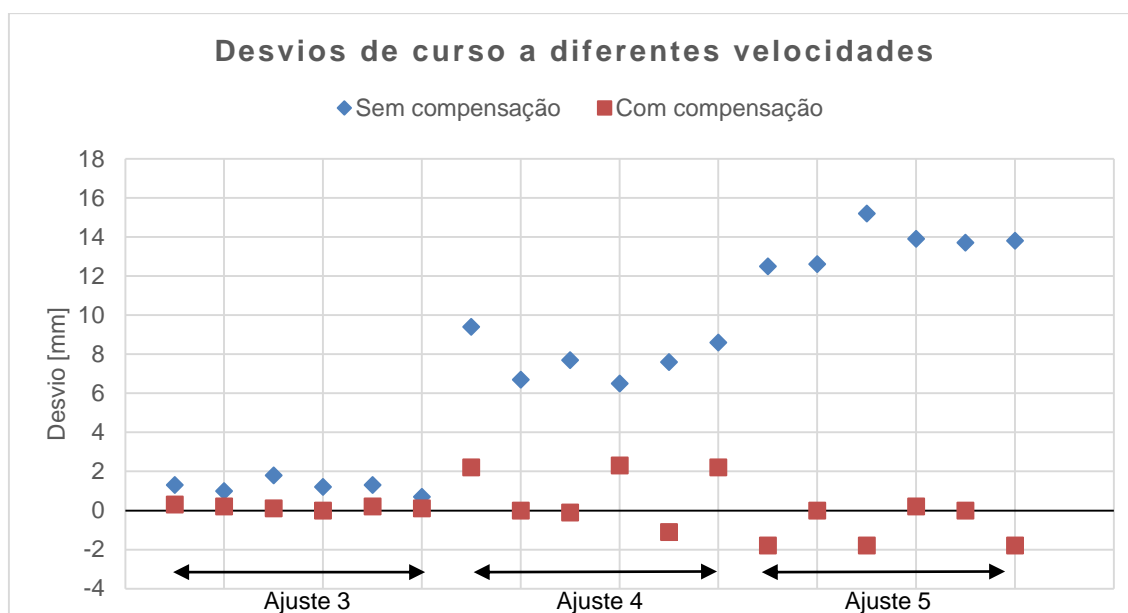


Figura 4.16 - Desvios de curso verificados para diferentes velocidades

Tal como fora verificado no exercício A4, o aumento da velocidade do atuador implica um aumento do seu desvio de curso (sobrecurso). Quando a função de compensação é ativada, é clara a diferença de comportamento do atuador: os desvios verificados são inferiores aos obtidos sem a função de compensação ativa. Este facto é mais notório a velocidades elevadas, onde a função de compensação consegue manter o desvio de curso num intervalo bastante apertado.

- **2º ensaio – alteração da carga inercial**

Neste ensaio foi mantido o ajuste 4 da válvula reguladora de caudal, tendo sido aumentado o valor de carga inercial do atuador até este perfazer o seu valor máximo possível. Os resultados são apresentados na Figura 4.17:

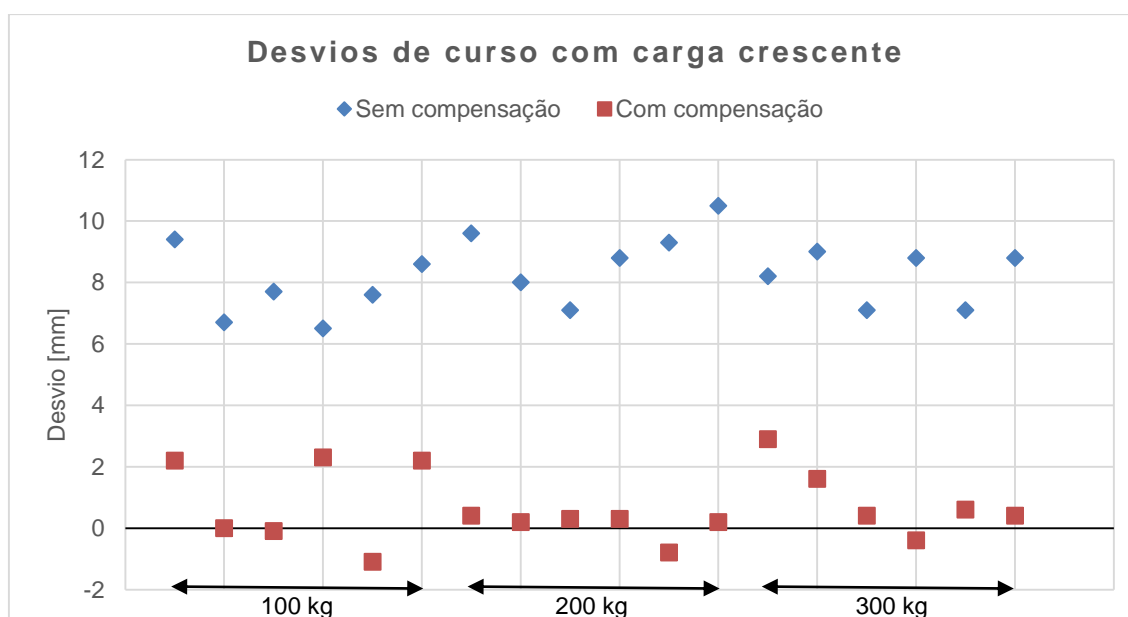


Figura 4.17 - Desvios de curso verificados para carga crescente

Verifica-se uma certa independência dos valores de desvios de curso com a carga inercial, como tinha sido avançado já no exercício A4. As eventuais diferenças são facilmente atribuídas aos erros e atrasos do autómato na leitura dos detetores de fim de curso. Uma vez mais é

demonstrado o sucesso da função de compensação aplicada, pois esta consegue reduzir significativamente os desvios verificados.

4.1.7 Comandos, Eventos e Avisos

Nos ecrãs de execução dos cinco exercícios descritos são disponibilizados vários comandos para o utilizador:

- *Ligar/Desligar central hidráulica* – comando para ligar ou desligar a central. Caso seja dada ordem de desligar durante a execução do exercício, o atuador completa o ciclo de movimento em que se encontra, retornando à posição inicial (FDC1) e desliga a central.
- *Reposição manual do atuador* – foi definido que a inicialização dos movimentos dos exercícios se dá a partir do ponto FDC1. Assim, são disponibilizados comandos para efetuar a reposição do atuador, uma vez que a posição dos detetores pode ser alterada.
- *Iniciar movimentos* – ordem para iniciar os movimentos do exercício.
- *Repetir movimentos* – ordem de repetição de movimentos do exercício.

Na zona de “Eventos” são apresentadas mensagens relativamente à execução do exercício:

- *Exercício em curso* – significa que o atuador se encontra em movimento;
- *Movimentos terminados* – informação de que foi completado o ciclo de movimentos previsto para o exercício;
- *Ordem de terminar exercício* – significa que o exercício completou o número de ciclos previsto para a sua execução ou que foi dada ordem de terminar exercício pelo utilizador.

A zona de “Avisos” é dedicada à informação de acontecimentos que possam impedir o normal funcionamento do exercício:

- *Atuador não repostado* – significa que o atuador não se encontra na posição inicial de movimento (FDC1) e, como tal, não é possível dar início à execução de movimentos. Para repor o atuador é necessário que o utilizador efetue “*Reposição manual*”
- *Central desligada por excesso de tempo de inatividade* – encontra-se implementado um tempo limite para o qual a central se encontre ligada e os movimentos não são executados. Findo esse tempo o exercício é terminado e a central desliga-se.
- *FDC não encontrado ou não presente* – dado que os FDC são amovíveis do Módulo de Atuadores, caso não seja detetada a sua transição durante o movimento de avanço ou de recuo, é dada ordem para terminar o exercício e desligar a central.

4.2 Exercícios B – Atuador linear assimétrico, sujeito a carga gravítica

Neste conjunto de exercícios é realizado o comando digital do movimento do atuador linear de duplo efeito assimétrico presente no Módulo de Comandos. Este atuador encontra-se sujeito a uma carga gravítica, de valor fixo (cerca de 100 kg), por intermédio de um cabo. A disposição do cabo nas roldanas associadas permite alterar a configuração da carga: esta pode atuar na câmara secundária do atuador (câmara B) - Figura 4.18 – ou na câmara principal

(câmara A) - Figura 4.19. A alteração da configuração da carga é exclusivamente dependente do utilizador.

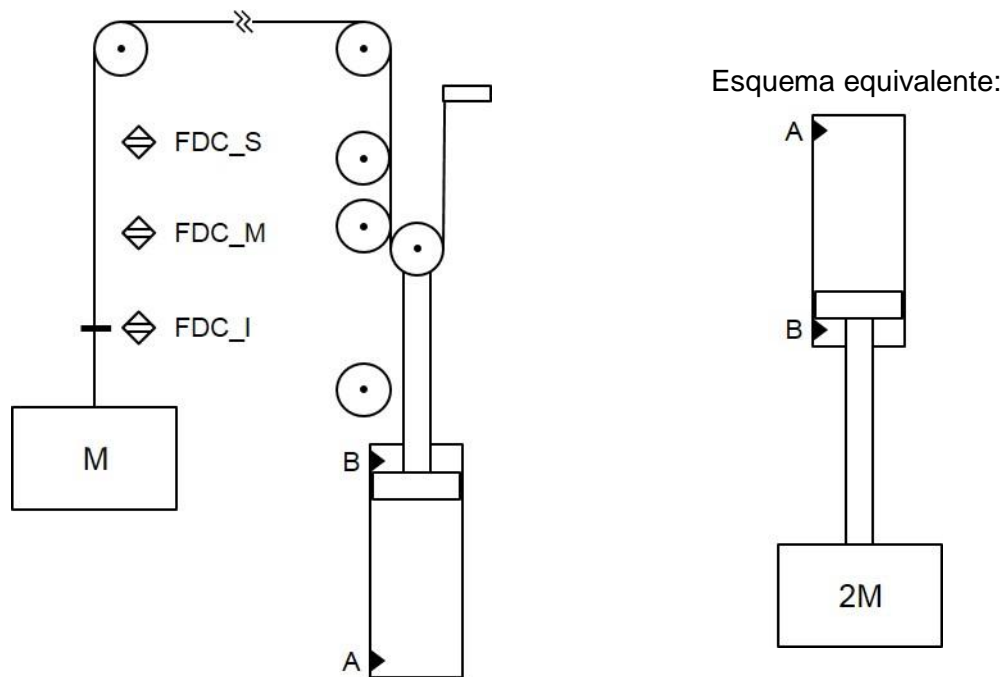


Figura 4.18 – Carga atuante na câmara secundária do atuador e respetivo esquema equivalente

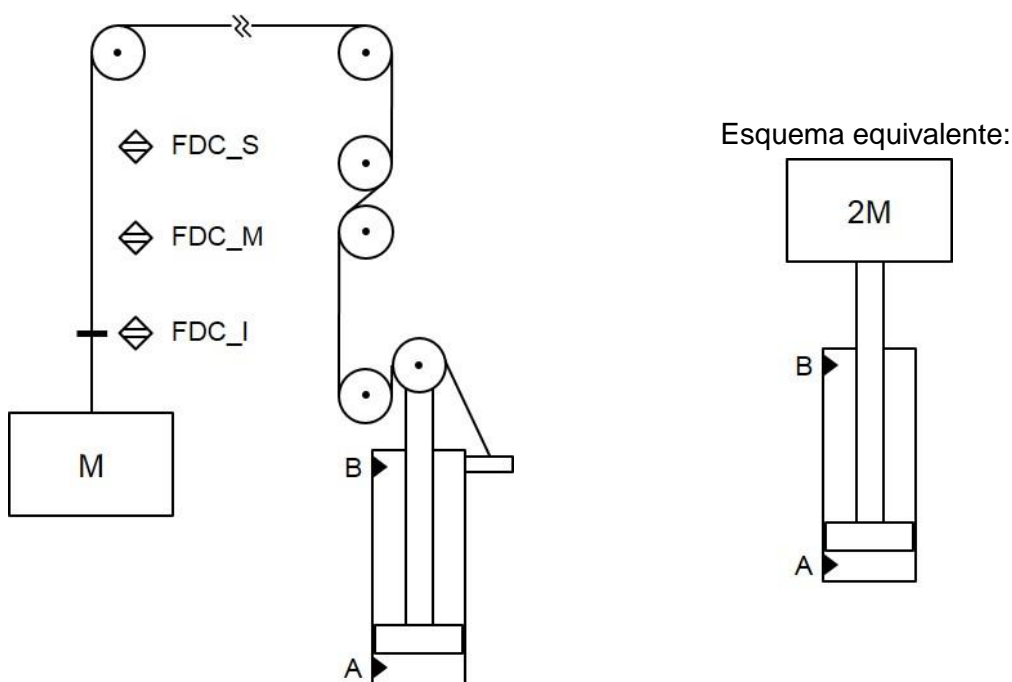


Figura 4.19 – Carga atuante na câmara principal do atuador e respetivo esquema equivalente

Nos esquemas equivalentes da Figura 4.18 e da Figura 4.19 é mostrado que o valor da carga é o dobro do seu valor real. Isto deve-se ao equilíbrio de forças na roldana solidária com a haste do atuador, como mostrado na Figura 4.20



Figura 4.20 - Equilíbrio de forças na roldana do atuador

Uma vez que a força exercida no cabo é metade da força exercida pelo atuador, isto significa que, para a movimentação da massa, este tenha que exercer uma força duas vezes superior ao seu valor efetivo.

Seguindo a mesma estratégia aplicada para os exercícios A, é pretendido com este grupo efetuar uma análise a várias características do movimento do conjunto atuador e massa, perante diferentes condições de velocidade e diferentes configurações de carga possíveis. A diferença para os exercícios A reside no facto de agora se tratar de uma carga gravítica, sensibilizando o utilizador para as particularidades de movimento desta solução.

A presença de uma carga gravítica implica um cuidado adicional no seu movimento de descida, já que assume a configuração de uma carga negativa. Esta situação é propensa ao aparecimento de fenómenos de cavitação numa das câmaras e de multiplicação de pressão na outra, consoante a carga atue na câmara principal ou secundária, como anteriormente apresentado. Torna-se assim necessária a utilização de uma válvula de contrapressão no circuito, permitindo assim a transformação da carga negativa numa positiva. (6) Tendo em conta as duas configurações de carga possíveis e a respetiva localização da válvula de contrapressão, foram implementados dois circuitos hidráulicos distintos, que se apresentam de seguida - Figura 4.21 e Figura 4.22.

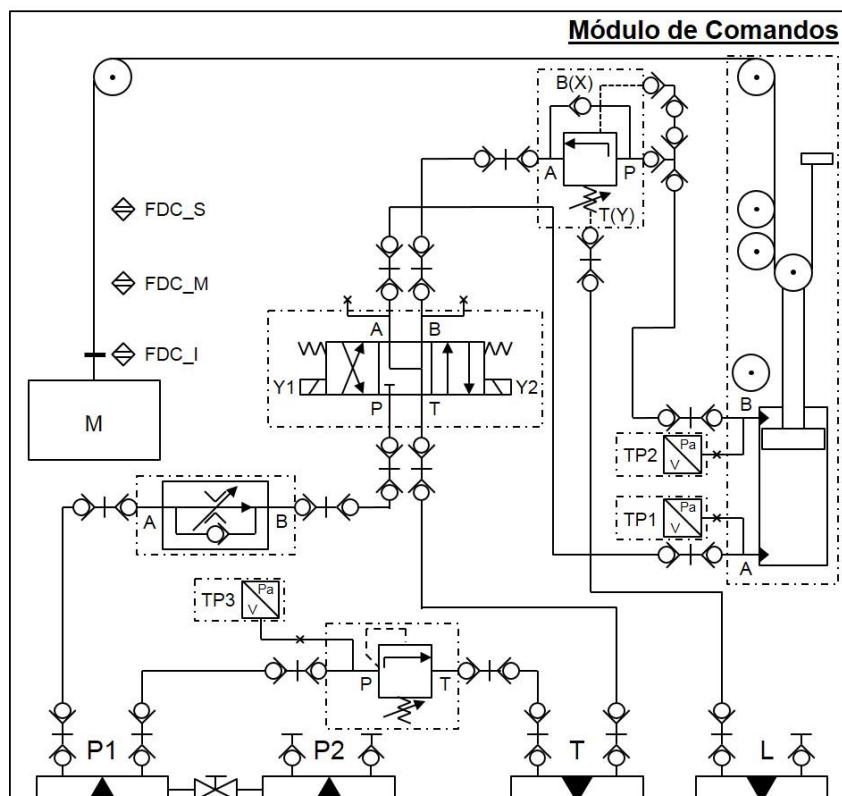


Figura 4.21 - Circuito hidráulico do conjunto de exercícios B - Carga atuante na câmara secundária

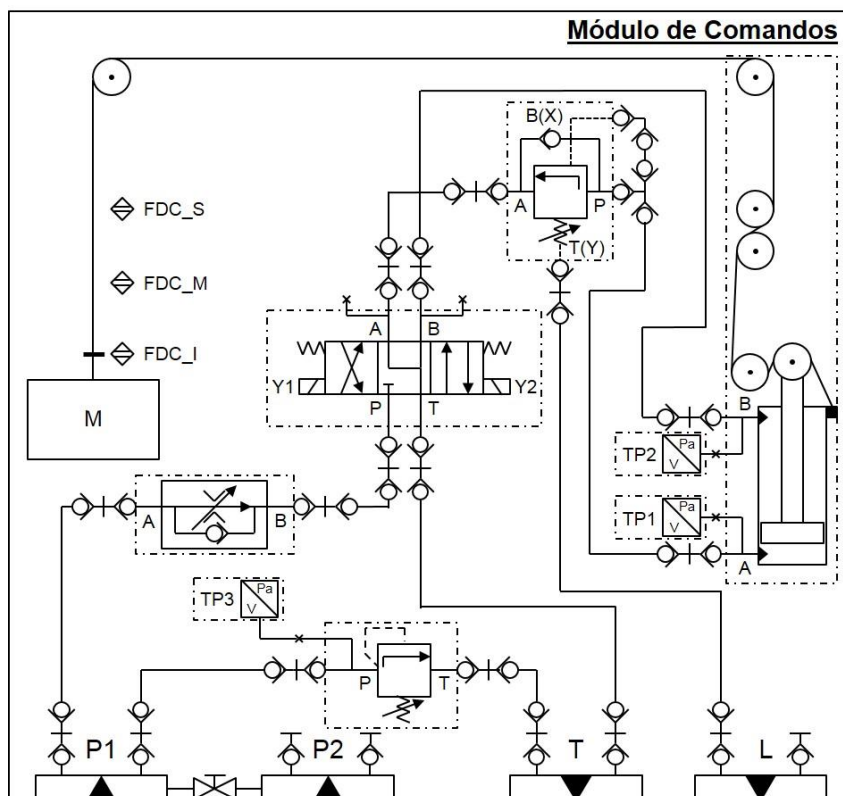


Figura 4.22- Circuito hidráulico do conjunto de exercícios B - Carga atuante na câmara principal

Como é possível verificar pelas figuras, os elementos hidráulicos constituintes do exercício são os seguintes:

- Grupo hidráulico 1:
 - Bomba de cilindrada fixa de 16cm³;
- Atuador linear de duplo efeito assimétrico vertical:
 - Dimensões 50x28-300;
- Eletroválvula direcional de centro em “Y”, com A e B ligados a T:
 - Y1 ligado à ficha S1;
 - Y2 ligado à ficha S2;
- Válvula reguladora de caudal:
 - Posição 0 – completamente fechada;
 - Posição 10 – completamente aberta;
- Válvula de contrapressão:
 - B(X) ligado a P;
- Válvula limitadora de pressão.

Ao nível de detetores e transdutores estão presentes:

- Detetores de fim de curso:
 - FDC_I – posição inferior;
 - FDC_M – posição média;
 - FDC_S – posição superior;
- Transdutores de pressão:
 - TP1 ligado à câmara A do atuador;
 - TP2 ligado à câmara B do atuador;
 - TP3 ligado à válvula limitadora de pressão - pressão do circuito.

A variação de velocidade do atuador é conseguida através do ajuste manual da válvula reguladora de caudal de dois orifícios, colocada em comando primário (*meter-in*). A válvula de contrapressão é colocada à saída da câmara sobre a qual incide a carga gravítica, assegurando assim o controlo da descida da massa.

O movimento do atuador é confinado ao espaço compreendido entre os detetores FDC_I (inferior) e FDC_S (superior). A distância entre os detetores pode ser alterada pelo utilizador.

4.2.1 *Análise prévia dos circuitos hidráulicos*

Na Tabela 4.21 são apresentadas as dimensões relevantes do atuador assimétrico utilizado no presente conjunto de exercícios.

Diâmetro êmbolo [mm]	Diâmetro haste [mm]	Área êmbolo câmara A [mm ²]	Área êmbolo câmara B [mm ²]	Razão de áreas $\alpha = \frac{A_A}{A_B}$	$\frac{1}{\alpha}$
50	28	1963.5	1347.7	1.457	0.686

Tabela 4.21 - Dimensões do atuador assimétrico presente no Módulo de Comandos

O caudal de óleo, definido através da válvula reguladora de caudal, é idêntico para o movimento de avanço e para o de recuo. Contudo, uma vez que se trata de um atuador assimétrico, as respetivas velocidades não serão idênticas. A relação entre elas é justamente a relação de áreas:

$$v = \frac{Q}{A} \Rightarrow Q = v \times A$$

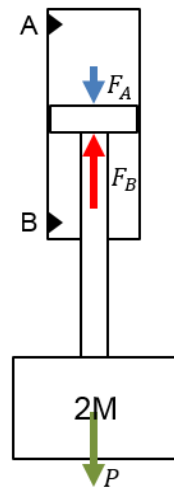
$$Q_{avanço} = Q_{recuo} \Rightarrow v_{avanço} \times A_A = v_{recuo} \times A_B \Rightarrow \frac{v_{avanço}}{v_{recuo}} = \frac{A_B}{A_A} \Rightarrow \frac{v_{avanço}}{v_{recuo}} = \alpha$$

Tendo em conta que o atuador percorre a mesma distância no avanço e no recuo:

$$v = \Delta x \times \Delta t$$

$$\frac{v_{avanço}}{v_{recuo}} = \frac{\Delta x \times \Delta t_{avanço}}{\Delta x \times \Delta t_{recuo}} = \frac{\Delta t_{avanço}}{\Delta t_{recuo}} = \alpha$$

Considerando agora a primeira configuração de carga apresentada – carga gravítica atuante na câmara secundária (B) do atuador – o movimento de subida desta implica o recuo do atuador. Para que o movimento se realize, a pressão na câmara B terá que ser, no limite, de valor idêntico ao da pressão imposta pela carga exterior. A câmara A, uma vez que se encontra ligada ao reservatório e sem carga exterior, apresentará um valor de pressão próximo de zero (este valor de pressão não será nulo, devido à contrapressão existente devido à perda de carga nas mangueiras e engates rápidos). Dado que se trata de um movimento a velocidade constante, verifica-se o seguinte equilíbrio de forças:



Equilíbrio de forças:

$$\begin{aligned} F_B - F_A &= P \Rightarrow \\ p_B A_B - p_A A_A &= 2Mg \Rightarrow \\ (p_B - p_A \alpha) A_B &= 2Mg \end{aligned}$$

Figura 4.23 - Equilíbrio de forças com carga atuante na câmara secundária

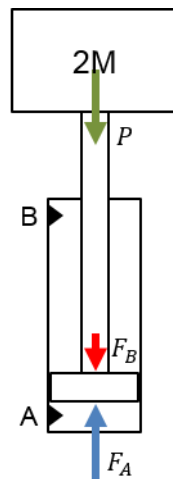
Verifica-se assim que o diferencial $p_B - p_A \alpha$ é constante e independente da velocidade do atuador, uma vez que todos os restantes elementos da equação apresentada são também eles constantes. A expressão apresentada é igualmente válida para o movimento de descida da massa (movimento de avanço do atuador), uma vez que, para evitar o fenómeno de cavitação na câmara A e de multiplicação de pressão na câmara B, a válvula de contrapressão, instalada à saída desta última, terá que possuir um ajuste mínimo idêntico ao valor de pressão imposto pela carga:

$$p_{\text{contrapressão}} = \frac{2Mg}{A_B} \cong 14,5 \text{ [bar]}$$

Considerações semelhantes poderão ser realizadas para o caso em que a carga atua sobre a câmara principal do atuador. Para este caso, no movimento de subida da massa (que corresponde ao avanço do atuador) será a câmara B a possuir um valor residual de pressão, enquanto a câmara A possuirá uma pressão mínima que é imposta pela carga. Para o movimento de descida da massa, a contrapressão imposta pela válvula (agora colocada à saída da câmara A) terá que ser, no mínimo:

$$p_{\text{contrapressão}} = \frac{2Mg}{A_A} \cong 10 \text{ [bar]}$$

De referir que a relação entre os dois ajustes mínimos de contrapressão é de valor idêntico à razão de áreas do atuador, o que é expectável.



Equilíbrio de forças:

$$\begin{aligned} F_A - F_B &= P \Rightarrow \\ p_A A_A - p_B A_B &= 2Mg \Rightarrow \\ \left(p_A - \frac{p_B}{\alpha}\right) A_A &= 2Mg \end{aligned}$$

Figura 4.24 - Equilíbrio de forças com carga atuante na câmara principal

4.2.2 Exercício B1 – Estudo do movimento de subida e descida da massa com carga atuante na câmara secundária

Neste exercício é pretendido avaliar o movimento de subida e de descida da massa associada ao atuador assimétrico, na configuração de carga atuante na câmara secundária, perante diferentes condições de velocidade. Para tal, são medidos os tempos de subida e de descida, segundo o diagrama temporal apresentado:

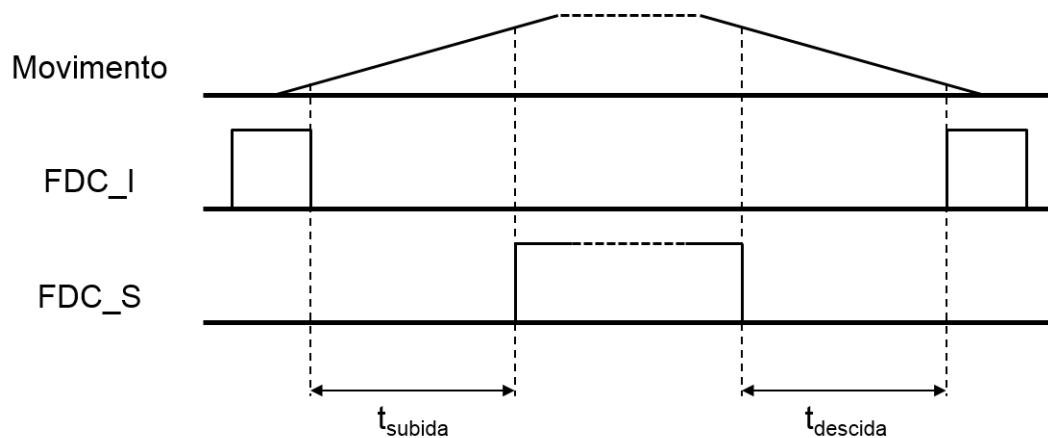


Figura 4.25 - Diagrama temporal de determinação dos tempos de subida e de descida da massa

No diagrama da Figura 4.25 está evidenciado que o “tempo de subida” é medido pelo tempo decorrido entre as transições descendente de FDC_I e ascendente de FDC_S, sendo o contrário para a medição do “tempo de recuo”. É evidenciado também que o movimento do atuador excede o curso compreendido entre as transições descendente e ascendente dos FDC, atendendo à eventualidade de ocorrerem sobrecursos, quer no movimento de subida, quer no movimento de descida.

Uma vez que, durante a execução do exercício, o caudal gerado pela bomba e o ajuste da válvula reguladora de caudal se mantêm inalterados, é expectável que os tempos de subida sejam inferiores aos tempos de descida (i.e. seja verificada uma velocidade superior na subida do que na descida), dada a diferença entre as áreas do êmbolo nas duas câmaras do atuador.

Para cada movimento são também medidas as pressões em ambas as câmaras do atuador, através dos transdutores de pressão TP1 e TP2.

A transição entre o movimento de subida e o de descida é intercalada com uma espera de aproximadamente 2 segundos, durante o qual a válvula direcional se encontra na sua posição central - Figura 4.26. Assim é garantido que os movimentos de subida e de descida são realizados com as mesmas condições iniciais.

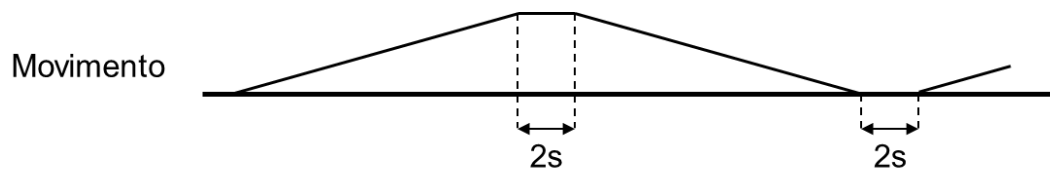


Figura 4.26 - Diagrama temporal de movimento do atuador

4.2.2.1 Interface gráfica

Para este exercício foi implementado o seguinte ecrã de execução:

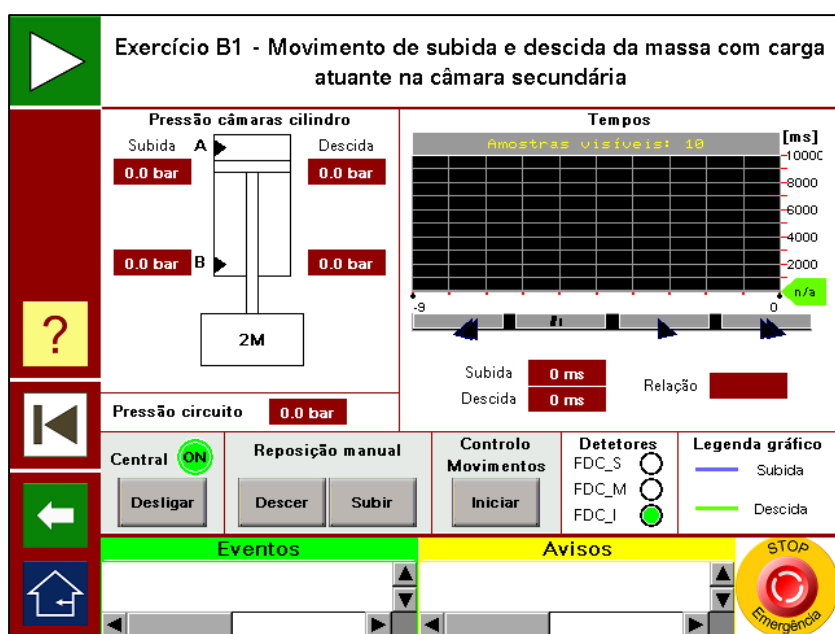


Figura 4.27 - Ecrã de execução do exercício B1

Neste ecrã são apresentados os tempos de subida e de descida da massa, e a respetiva relação entre eles, assim como os valores de pressão registados nas duas câmaras do atuador. Foi definido que os movimentos têm início no FDC_I, isto é, com a carga na posição mais baixa, pelo que são disponibilizados comandos para realizar a reposição do atuador.

4.2.2.2 Resultados obtidos

Para a demonstração das capacidades deste exercício, foi realizado um ensaio de movimento visando a determinação da influência da velocidade do atuador nos diversos parâmetros aqui determinados. A pressão máxima do circuito, definida através da válvula limitadora de pressão, foi ajustada a 50 bar, enquanto a válvula de contrapressão foi ajustada para o valor mínimo definido na secção 4.2.1 (14,5 bar). Os detetores de fim de curso, inferior e superior, encontraram-se distanciados cerca de 230 mm entre si. Foram realizados três ajustes distintos da válvula reguladora de caudal (ajustes 2, 3 e 4).

Na Figura 4.28 são apresentados os valores dos tempos de subida e descida da massa verificados para este ensaio.

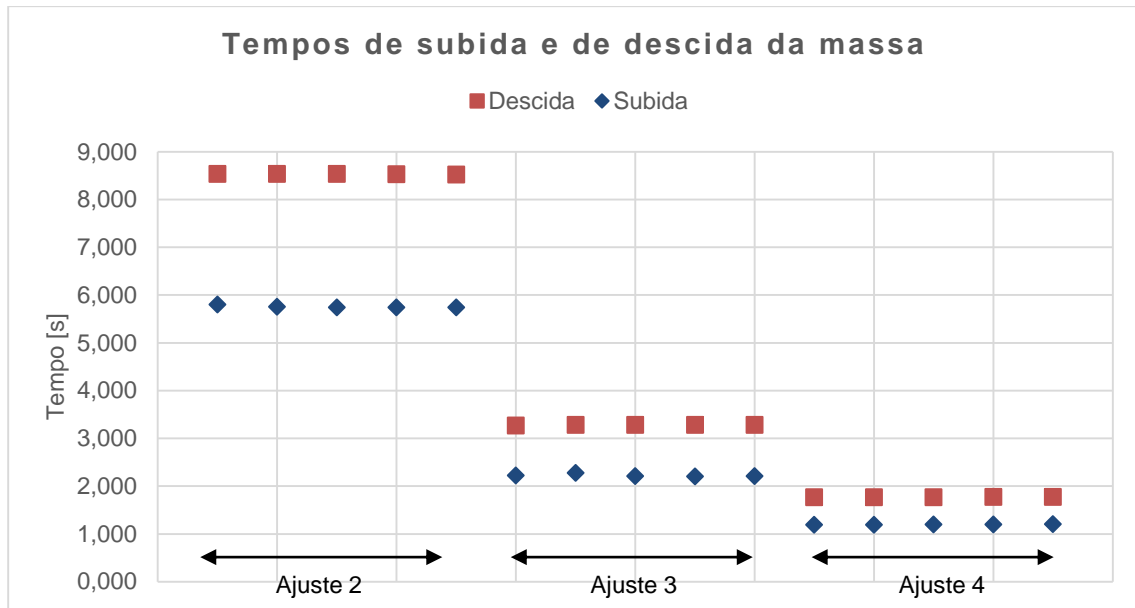


Figura 4.28 - Tempos de subida e descida da massa registados no exercício B1

Como é possível observar pelo gráfico apresentado, existe uma elevada regularidade de tempos de subida e de descida. A diferença entre os valores registados para a subida e para a descida era expectável, visto tratar-se de um atuador assimétrico. Na Tabela 4.22 são apresentados os valores médios dos tempos registados para os três ajustes da válvula reguladora de caudal. É também apresentada a relação existente entre esses valores médios, assim como o valor da razão de áreas do atuador.

Ajuste VRC	Tempo subida [s]	Tempo descida [s]	Relação tempo descida/tempo subida
Ajuste 2	5,758	8,534	1,482
Ajuste 3	2,223	3,277	1,474
Ajuste 4	1,195	1,772	1,483
Relação áreas do atuador			1,457

Tabela 4.22 - Tempos médios registados na subida e descida da massa

Verifica-se que a relação entre os tempos de subida e de descida da massa é praticamente independente do ajuste da válvula reguladora de caudal. Os valores obtidos constituem uma boa aproximação ao valor da razão de áreas do atuador, como era esperado inicialmente. As pequenas diferenças poderão ser explicadas pela existência de erros e atrasos na leitura dos sensores, inerentes ao autómato, ou pelo facto de o ajuste da válvula de contrapressão ser ligeiramente superior ao pretendido, dado não possuir um ajuste fino.

Os valores de pressão verificados nas duas câmaras do atuador durante o movimento de subida e durante o movimento de descida são apresentados na Figura 4.29 e na Figura 4.30, respetivamente. Tal como foi verificado anteriormente com os tempos de subida e de descida, existe uma elevada regularidade dos valores de pressão determinados em ambas as câmaras do atuador, para cada ajuste da válvula reguladora de caudal. Com o aumento do caudal, existe uma tendência, embora ligeira, de aumento das pressões verificadas em ambas as câmaras, quer no movimento de subida, quer no movimento de descida. Isto dever-se-á ao facto de, com maior caudal, existirem maiores perdas de carga nos engates rápidos e nas tubagens utilizadas.

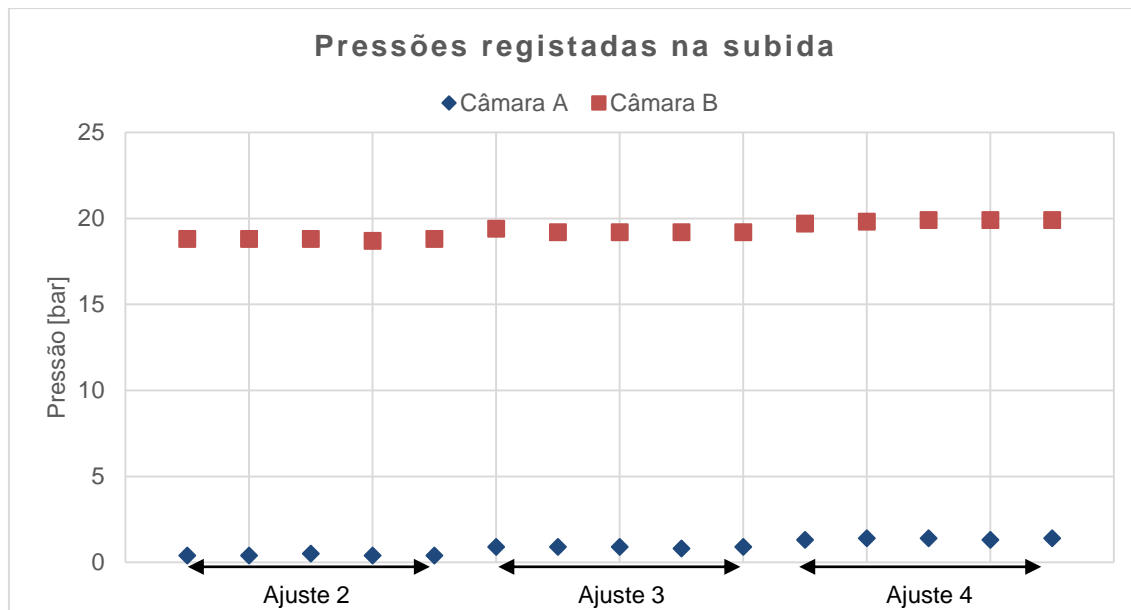


Figura 4.29 - Pressões registadas no movimento de subida

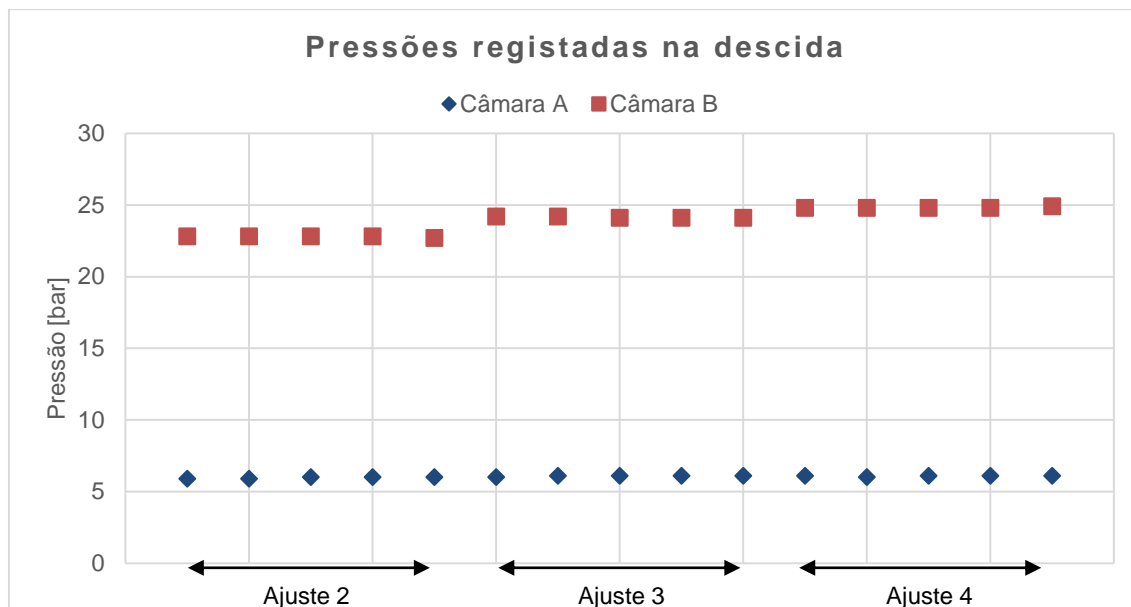


Figura 4.30- Pressões registadas no movimento de descida

De forma a simplificar a análise dos dados apresentados, na Tabela 4.23 são apresentados os valores médios de pressão verificados para cada ajuste da válvula reguladora de caudal, assim como os valores da relação $p_B - p_A \alpha$.

Ajuste VRC	Subida			Descida		
	p_A [bar]	p_B [bar]	$p_B - p_A \alpha$	p_A [bar]	p_B [bar]	$p_B - p_A \alpha$
Ajuste 2	0,4	18,8	18,2	6,0	23,8	15,1
Ajuste 3	0,9	19,2	17,8	6,1	24,1	15,2
Ajuste 4	1,4	19,8	17,7	6,1	24,8	15,9

Tabela 4.23 - Valores médios de pressão

Verifica-se que, durante o movimento de subida da massa, existe uma pressão residual na câmara A, provocada pela contrapressão das tubagens e engates rápidos. Com o aumento do caudal, essa contrapressão é maior, daí o aumento da pressão verificado para o sucessivo ajuste

da válvula reguladora de caudal. Este facto também afeta o valor de pressão da câmara B no mesmo sentido. Aliado à contrapressão das tubagens e engates rápidos é necessário ter em conta o atrito dos vedantes e de outros elementos, que influenciam a força induzida pelo atuador. Note-se que a relação $p_B - p_A \alpha$ era esperada possuir um valor constante, igual ao valor de pressão induzido pela carga (14,5 bar). No presente caso verifica-se que esta possui um valor acima, atribuído à necessidade de compensar essas forças de atrito. A velocidades superiores, o atrito é menor, o que explica o facto de o valor da relação diminuir com o aumento do caudal.

No movimento de descida da massa, que corresponde ao avanço do atuador, o fator determinante para as pressões é o ajuste da válvula de contrapressão. Esta, ajustada para compensar o efeito da carga gravítica (14,5 bar), introduz uma contrapressão maior, traduzida pelos valores de pressão na câmara B, devido ao escoamento. A consequência desse facto é a existência de uma pressão na câmara A, de cerca de 6 bar, para que o movimento se realize. A relação $p_B - p_A \alpha$, cujo valor deveria ser idêntico ao valor de contrapressão, evidencia também este facto, dado o seu valor se distanciar do valor teórico à medida que a velocidade aumenta (ao contrário do que acontece no movimento de subida da massa).

4.2.3 Exercício B2 – Estudo de movimento de subida e descida da massa com carga atuante na câmara principal

Este exercício é bastante semelhante ao exercício B1, na medida em que se procede à medição dos mesmos parâmetros, sob as mesmas condições funcionais: tempos de subida e de descida da massa e pressões nas câmaras do atuador em ambos os movimentos. A diferença reside no facto de a carga gravítica atuar na câmara principal do atuador, implicando um diferente ajuste da válvula de contrapressão, uma vez que a sua posição, relativamente ao que acontece no exercício B1, é alterada (é colocada à saída da câmara principal). Os movimentos de subida e descida da massa correspondem ao avanço e recuo do atuador assimétrico, ao contrário do que acontece na configuração de carga atuante na câmara secundária, fruto da diferente disposição do cabo nas roldanas associadas.

Tal como no exercício anterior, é esperado que os tempos de subida e de descida da massa sejam diferentes, uma vez que a velocidade irá ser diferente para os dois movimentos, fruto da relação de áreas do atuador. Contudo, aqui serão superiores os tempos de subida da massa, uma vez que este movimento é conseguido através do enchimento da câmara principal (A) do atuador.

4.2.3.1 Interface gráfica

A interface gráfica implementada para este exercício é bastante semelhante à do exercício B1 - Figura 4.31

Tal como no ecrã de execução do exercício B1, são apresentados os valores de tempo de subida e de descida da massa, assim com a relação entre eles, e os valores de pressão verificados nas duas câmaras para ambos os movimentos.



Figura 4.31 - Ecrã de execução do exercício B2

4.2.3.2 Resultados obtidos

De forma a permitir uma comparação com os resultados obtidos no exercício B1, foi realizado um ensaio do movimento sob as mesmas condições funcionais: pressão máxima do circuito ajustada a 50 bar e três ajustes distintos da válvula reguladora de caudal (ajustes 2, 3 e 4). Difere apenas o valor de contrapressão ajustado na válvula à saída da câmara principal (10 bar – valor mínimo de contrapressão necessária nesta configuração, como determinado no ponto 4.2.1). Contudo, este valor produz o mesmo efeito verificado no exercício B1, uma vez que a área do êmbolo na câmara respetiva é superior.

Na Figura 4.32 são apresentados os valores dos tempos de subida e descida da massa verificados para este ensaio.

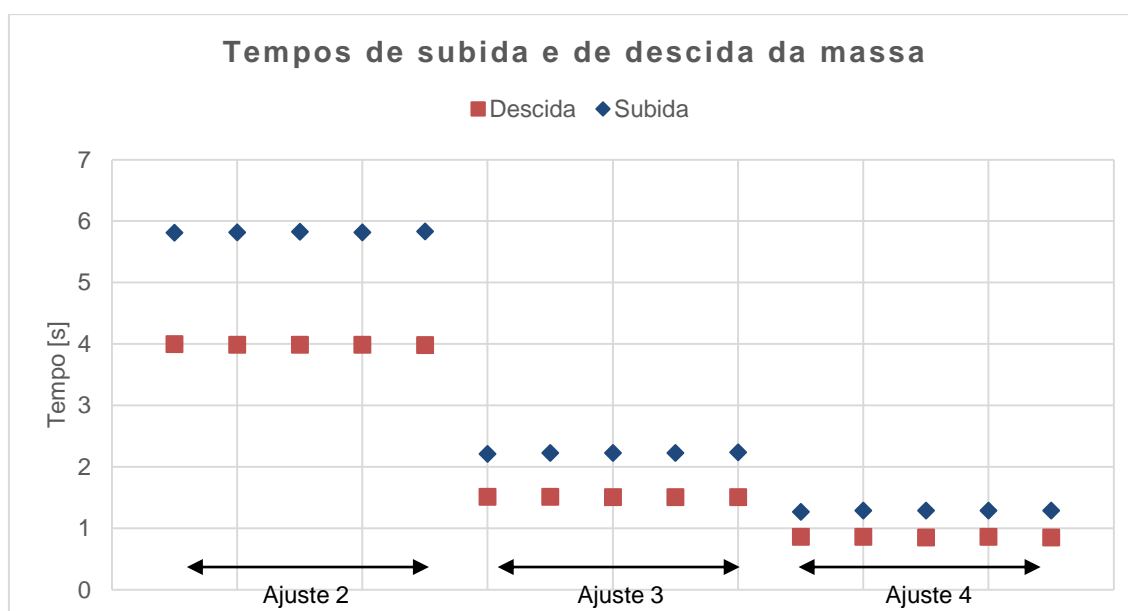


Figura 4.32 – Tempos de subida e descida da massa registados no exercício B2

Uma vez mais é notória a regularidade de movimentos do atuador, para o mesmo ajuste da válvula reguladora de caudal. Como referido, são agora superiores os tempos de subida da

massa relativamente aos tempos de descida (sendo que, no exercício B1 acontece o contrário). Na Tabela 4.24 são apresentados os valores médios dos tempos de subida e de descida da massa, para os diferentes ajustes da válvula reguladora de caudal.

Ajuste VRC	Tempo subida [s]	Tempo descida [s]	Relação tempo subida/tempo descida
Ajuste 2	5,820	3,987	1,460
Ajuste 3	2,224	1,507	1,476
Ajuste 4	1,283	0,854	1,502
Relação de áreas do atuador			1,457

Tabela 4.24 – Tempos médios de subida e de descida da massa no exercício B2

Uma vez mais constata-se que a relação entre os tempos permite obter uma boa aproximação ao valor da razão de áreas do atuador assimétrico. Tal como no exercício B1, as eventuais diferenças entre os valores dever-se-ão a erros inerentes à medição dos tempos, caraterísticos do autómato, e ao facto de a válvula de contrapressão não possuir um ajuste fino.

Passando agora à análise das pressões verificadas nas câmaras durante o movimento de subida - Figura 4.33 - e de descida - Figura 4.34 – é possível observar que estes, tal como os tempos, possuem uma elevada regularidade, para cada ajuste da válvula reguladora de caudal. Esta regularidade permite que se obtenham os respetivos valores médios, apresentados na Tabela 4.25.

Semelhante ao que foi verificado no ensaio realizado ao exercício B1, o movimento de subida da massa é caracterizado pela existência de uma pressão residual na câmara inativa (neste caso, a câmara B) devido à contrapressão introduzida pelos diversos elementos hidráulicos de ligação. A pressão na câmara A é então imposta pela carga gravítica externa, considerando também os atritos existentes no atuador. A relação $p_A - p_B/\alpha$, que, como no caso anterior, deveria ser constante e de valor idêntico ao valor imposto pela carga (10 bar neste caso), evidencia o menor relevo das forças de atrito com o aumento da velocidade, uma vez que o seu valor decresce.

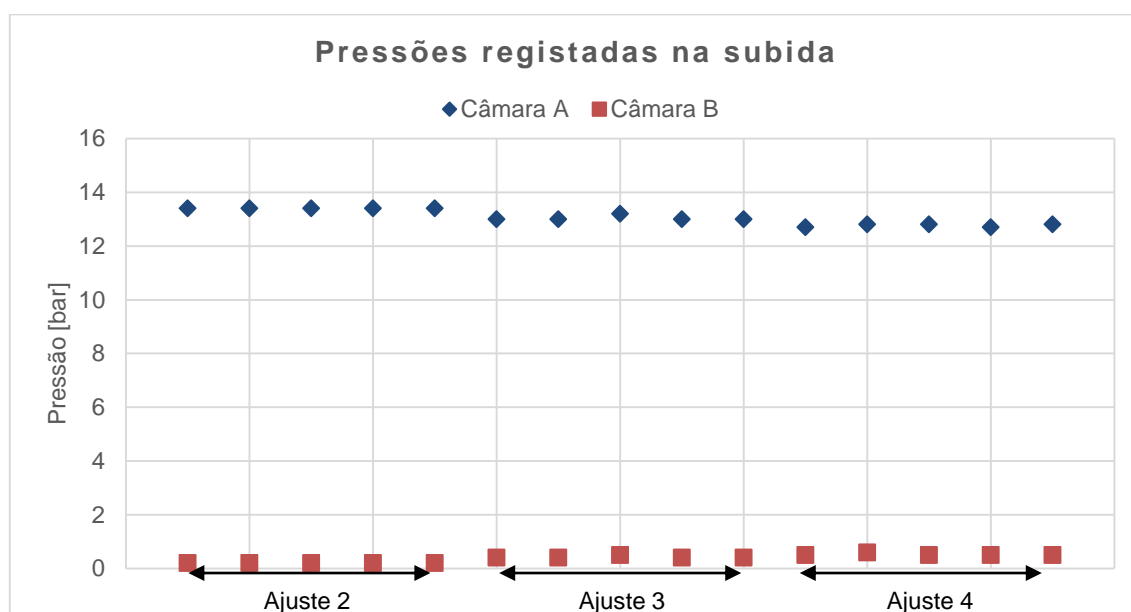


Figura 4.33 - Pressões registadas no movimento de subida da massa

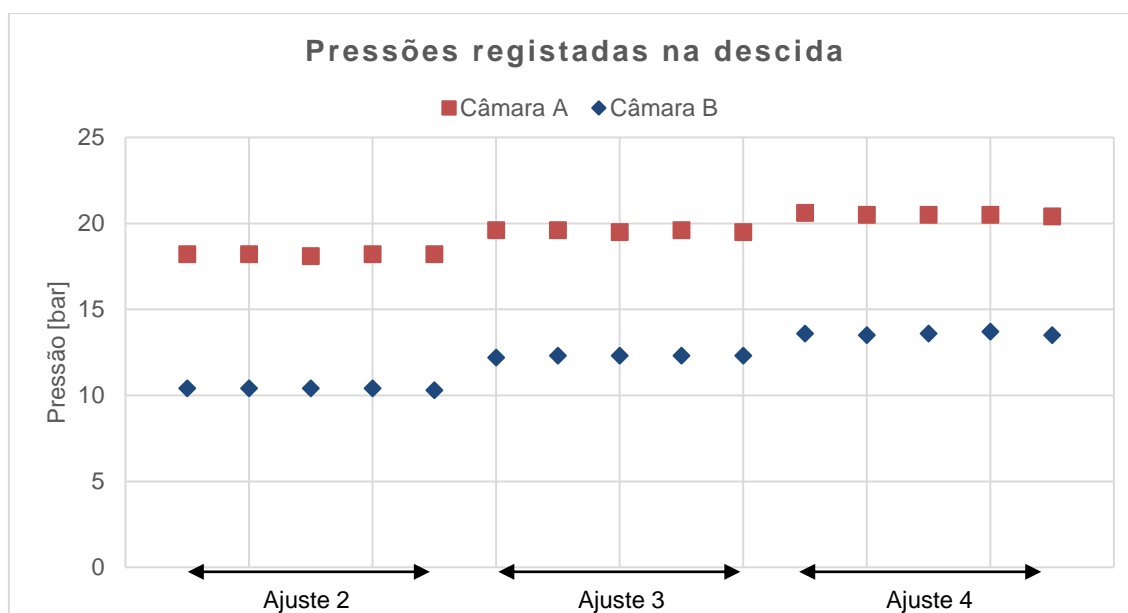


Figura 4.34 - Pressões registadas no movimento de descida da massa

Ajuste VRC	Subida			Descida		
	$p_A [bar]$	$p_B [bar]$	$p_A - \frac{p_B}{\alpha}$	$p_A [bar]$	$p_B [bar]$	$p_A - \frac{p_B}{\alpha}$
Ajuste 2	13,4	0,2	13,3	18,2	10,4	11,1
Ajuste 3	13,0	0,4	12,7	19,6	12,3	11,2
Ajuste 4	12,8	0,5	12,5	20,5	13,6	11,2

Tabela 4.25 – Pressões médias das câmaras do atuador no exercício B2

No movimento de descida, como ficou patente no exercício anterior, as pressões são impostas pela válvula de contrapressão. A pressão na câmara A é maior, fruto da maior área do êmbolo, do que a pressão na câmara B. A relação $p_A - p_B/\alpha$ possui valores bastante próximos do valor de carga imposta pela carga, embora, tal como no exercício B1, possua uma tendência divergente com o aumento da velocidade do atuador.

4.2.4 Exercício B3 – Análise das inversões de movimento com carga atuante na câmara secundária.

Neste exercício pretende-se avaliar o comportamento do atuador quando é sujeito a um movimento cíclico contínuo, nomeadamente ao nível das inversões de sentido de movimento. Trata-se de um exercício semelhante ao já apresentado exercício A4. Como tal, são medidos os tempos de inversão de sentido de movimento. Estes são definidos como o tempo que decorre entre um detetor de fim de curso ser comutado e ocorrer novamente a sua comutação já no sentido contrário de movimento - Figura 4.35.

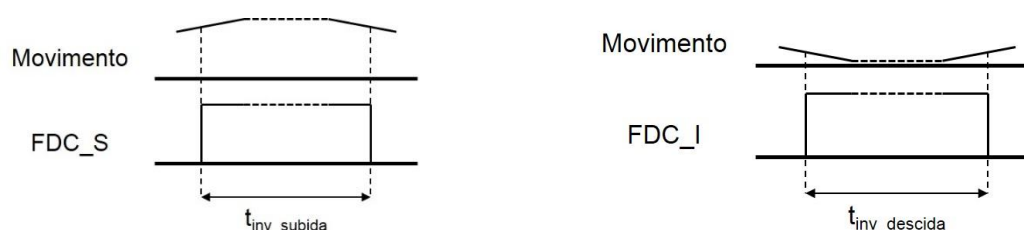


Figura 4.35 – Diagramas temporais de determinação dos tempos de inversão na subida e na descida da massa

4.2.4.1 Interface gráfica

Para este exercício foi implementado o seguinte ecrã de execução:

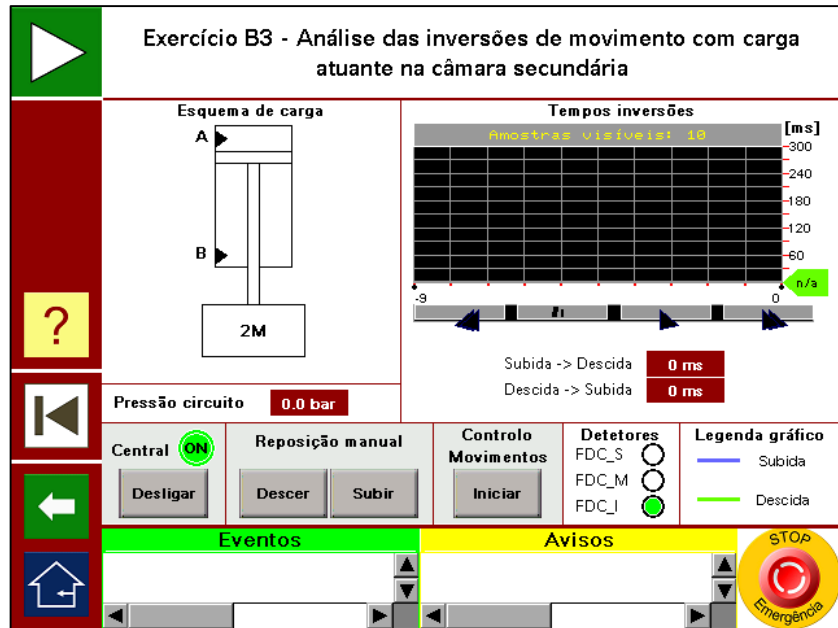


Figura 4.36 - Ecrã de execução do exercício B3

Aqui são fornecidas as informações de pressão do circuito, assim como os tempos de inversão já definidos. Estes são também apresentados sob a forma gráfica.

4.2.4.2 Resultados obtidos

Para a demonstração das capacidades deste exercício, foi realizado um ensaio do movimento do mesmo, visando a determinação da influência do ajuste da válvula reguladora de caudal (e por consequência, da velocidade do atuador) nos tempos de inversão do sentido do movimento. Este ensaio decorreu com a pressão máxima do circuito ajustada a 50 bar, tendo sido realizados três ajustes distintos da válvula reguladora de caudal (ajustes 2, 3 e 4). A válvula de contrapressão foi ajustada para o valor mínimo determinado no ponto 4.2.1, ou seja, 14,5 bar. Na Figura 4.37 são apresentados os resultados obtidos:

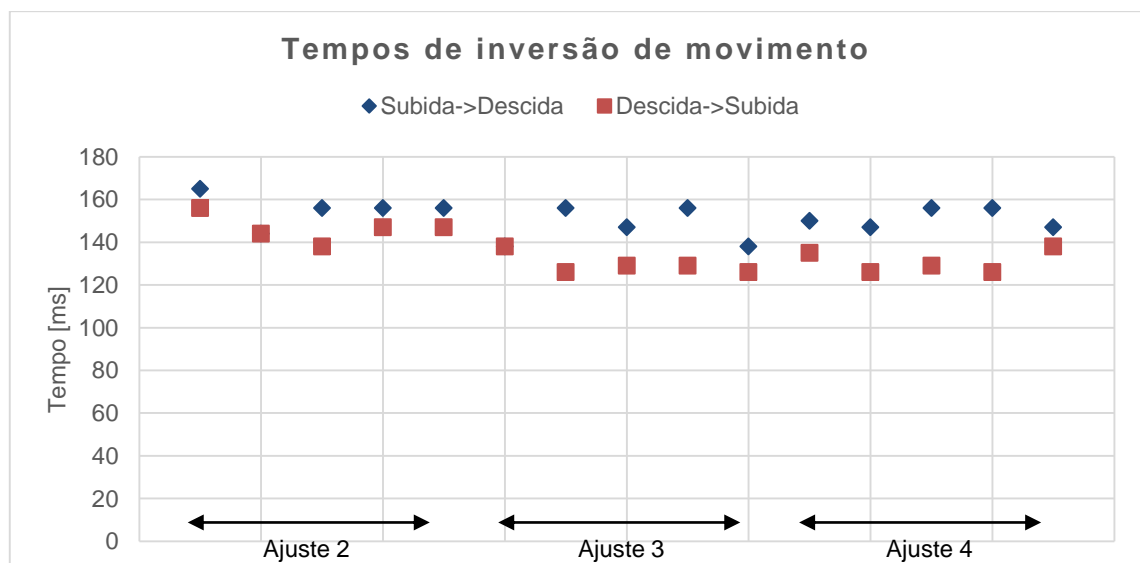


Figura 4.37 - Tempos de inversão do movimento no exercício B3

Apesar da clara dispersão dos resultados, é possível observar que os tempos de inversão de subida para descida da massa são superiores aos tempos de inversão de descida para subida. Isto deve-se ao facto, mais uma vez, da diferença de volume entre as câmaras do atuador. Na transição subida-descida é a câmara A que passa a ser preenchida com óleo. Uma vez que esta câmara possui um volume maior, os efeitos de compressibilidade do óleo serão sentidos com menor intensidade, resultando num maior tempo de resposta do atuador, do que o verificado na inversão descida-subida, onde é a câmara B que passa a ser preenchida.

Embora exista esta diferença entre os dois tempos de inversão, cada um deles não apresenta uma tendência clara quanto ao ajuste da válvula reguladora de caudal, sugerindo assim algum grau de independência. Determinam-se assim os respetivos valores médios:

	Subida -> descida	Descida -> subida
Tempo [ms]	151	136

Tabela 4.26 - Tempos médios de inversão do sentido de movimento no exercício B3

4.2.5 Exercício B4 – Análise das inversões de movimento com carga atuante na câmara principal

Idêntico ao exercício B3, neste exercício pretende-se avaliar o comportamento do atuador quando sujeito a um movimento cíclico contínuo, ao nível das inversões de movimento. A diferença reside no facto de agora se tratar de uma carga atuante na câmara principal do atuador, podendo ser realizadas comparações com o caso abordado no exercício B3. São assim medidos os tempos de inversão do sentido de movimento da massa.

4.2.5.1 Interface gráfica

A interface gráfica desenvolvida para este exercício é bastante semelhante à apresentada no exercício anterior:

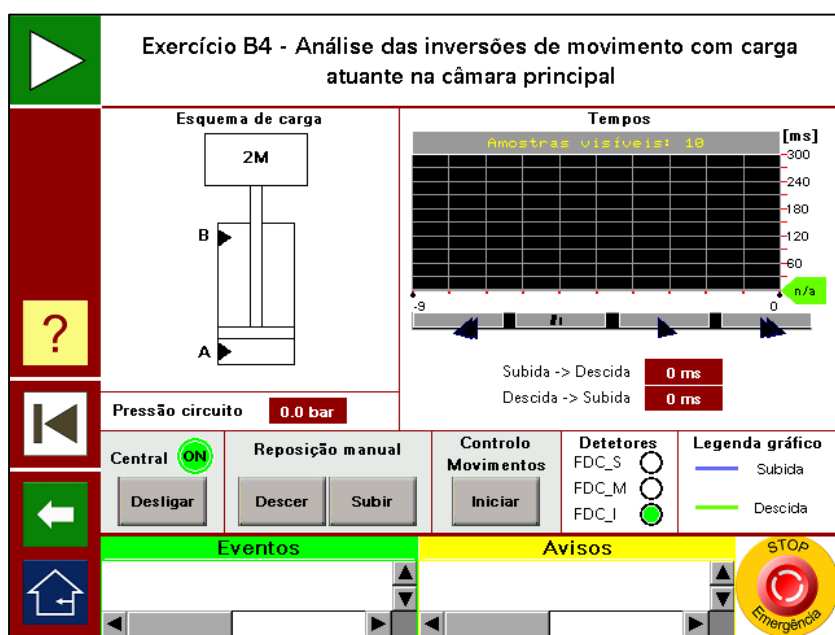


Figura 4.38 - Ecrã de execução do exercício B4

4.2.5.2 Resultados obtidos

Uma vez mais foi realizado um ensaio de movimento visando a determinação da influência da velocidade do atuador nos tempos aqui medidos. Este ensaio decorreu nas mesmas condições do ensaio realizado ao exercício B3 (pressão do circuito a 50 bar, três ajustes distintos da válvula reguladora de caudal). A válvula de contrapressão foi ajustada para um valor próximo de 10 bar, valor mínimo determinado no ponto 4.2.1. Os resultados obtidos são apresentados na forma gráfica na Figura 4.39.

Uma vez mais, apesar da dispersão existente nos resultados, é possível observar uma diferença entre os dois tempos de inversão. Ao contrário do observado no exercício B3, aqui os tempos de inversão de descida para a subida são superiores aos tempos verificados para a inversão contrária. Isto reforça a hipótese anteriormente avançada que o volume das câmaras desempenha um papel importante na capacidade de resposta do atuador.

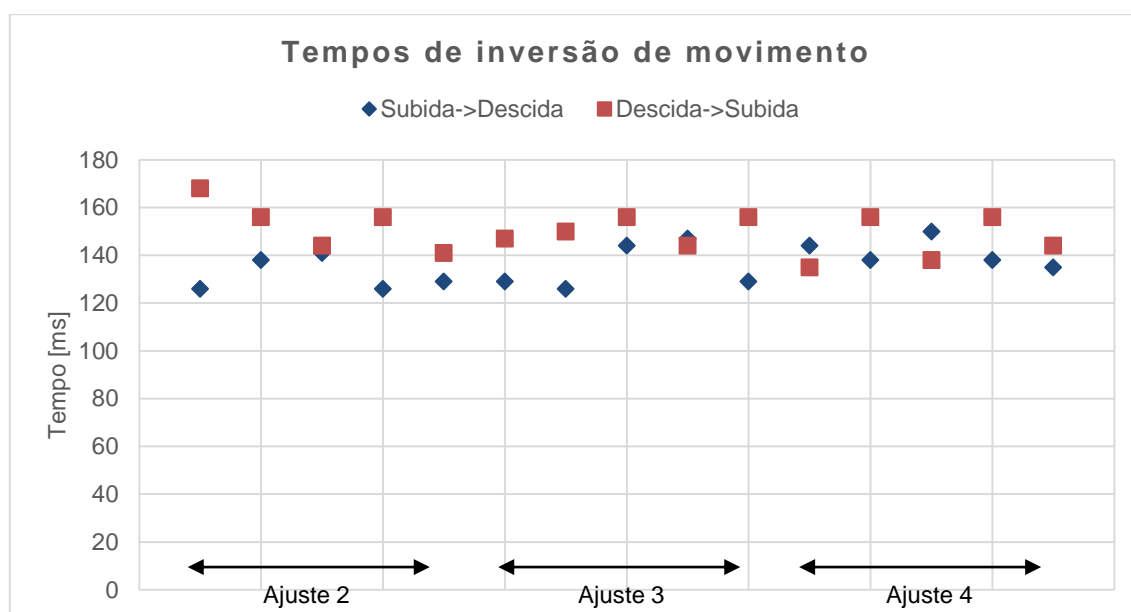


Figura 4.39 - Tempos de inversão de movimento do exercício B4

Tal como no exercício B3, não existe uma tendência clara dos tempos de inversão com o sucessivo ajuste da válvula reguladora de caudal, reafirmando assim a possibilidade de independência entre os dois. Na Tabela 4.27 são apresentados os tempos médios de inversão para cada um dos movimentos, tanto do exercício B4 como do exercício B3. Como facilmente se constata, estes possuem uma relação simétrica.

	Subida -> descida	Descida -> subida
Tempos Exercício B3	151	136
Tempos Exercício B4	136	150

Tabela 4.27 - Tempos médios de inversão nos ensaios dos exercícios B3 e B4

4.2.6 Comandos, eventos e avisos

Nos ecrãs de execução dos quatro exercícios deste grupo estão disponíveis vários comandos para o utilizador:

- *Ligar/Desligar central hidráulica* – comando para ligar ou desligar a central hidráulica. Caso seja dada ordem de desligar durante a execução do exercício, o atuador completa o ciclo de movimento em que se encontra, retornando à posição inicial (FDC_I) e a central é desligada.
- *Reposição manual do atuador* – foi definido que para se dar início aos movimentos do exercício a massa tem que se encontrar na posição FDC_I. Assim são disponibilizados os comandos “*Subir*” e “*Descer*” de modo a se proceder à reposição da massa. Estes comando apenas são disponibilizados quando o exercício não se encontra em execução.
- *Iniciar movimentos* – ordem para iniciar a execução de movimentos do exercício.
- *Repetir movimentos* – comando que permite a repetição do ciclo de movimentos previsto para um determinado exercício.

Na zona de “*Eventos*” são apresentadas mensagens relativamente à execução de cada exercício:

- *Exercício em curso* – indicação da execução de movimentos do atuador e da carga.
- *Movimentos terminados* – indicação que foram realizados os movimentos previstos do exercício.
- *Ordem de fim de exercício* – significa que o exercício completou o número de ciclos previsto para a sua execução ou que foi dada ordem de terminar exercício pelo utilizador.

O desenvolvimento destes exercícios implicou a adição de funcionalidades com o objetivo de tornar o sistema mais eficiente e capaz de detetar a ocorrência de uma falha na execução do mesmo. A verificação de uma destas funcionalidades implica o aparecimento de uma mensagem correspondente na área de “*Avisos*”:

- *Atuador não repostado* – significa que a massa não se encontra na sua posição inicial de movimento (FDC_I) e que é necessário proceder à sua reposição através da “*Reposição manual do atuador*”.
- *FDC não encontrado ou não presente* – significa que, durante a execução de movimentos, não foi detetada a transição do FDC correspondente, o que pode significar o seu mal funcionamento ou falha na ligação ao autómato. Caso esta situação se verifique, é dada ordem para terminar exercício e a central desliga-se.
- *Central desligada devido a excesso de tempo de inatividade* – foi definido um tempo máximo para que seja dada ordem de iniciar movimentos do exercício, a partir do momento em que a central se encontra ligada. Findo este tempo, é dada ordem de terminar exercício e a central é desligada.

4.3 Exercícios C – Motor hidráulico, sujeito a carga inercial ajustável

Neste conjunto de exercícios é realizado o comando do movimento do motor hidráulico presente no Módulo de Atuadores. Este motor encontra-se sujeito a uma carga inercial ajustável, através da colocação de discos metálicos no seu eixo. O momento de inércia de cada disco é $25,4 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2$. No total existem três discos.

É pretendido com este conjunto de exercícios evidenciar e analisar características do movimento do motor hidráulico, realizado com comando digital, perante diferentes condições de carga e de velocidade.

Para o conseguir, foi implementado o seguinte circuito hidráulico:

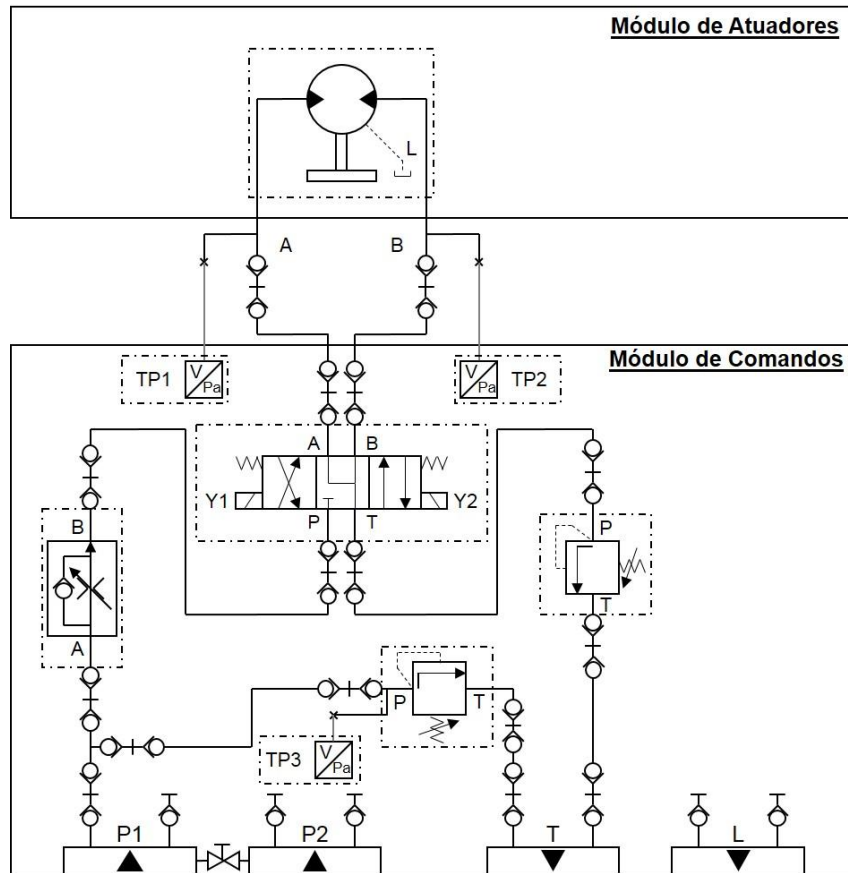


Figura 4.40 - Circuito hidráulico do conjunto de exercícios C

Este circuito faz uso dos seguintes componentes hidráulicos:

- Grupo hidráulico 1:
 - bomba de cilindrada fixa de 16 cm^3 ;
- Motor hidráulico bidirecional de engrenagem exterior:
 - valor de cilindrada efetiva: $4,19 \text{ cm}^3$;
- Válvula direcional 4/3, de centro em “Y”, com A e B ligados a T:
 - Y1 – ligação à ficha S1 – rotação de B para A;
 - Y2 – ligação à ficha S2 – rotação de A para B;
- Válvula reguladora de caudal de dois orifícios:
 - posição 0 – completamente fechada;
 - posição 10 – completamente aberta;
- Válvula limitadora de pressão;
- Válvula de contrapressão.

Relativamente a transdutores, são utilizados:

- Codificador angular incremental;
- Transdutores de pressão:
 - TP1 – ligado ao orifício A do motor
 - TP2 – ligado ao orifício B do motor
 - TP3 – ligado à válvula limitadora de pressão (pressão na bomba)

A variação de velocidade do motor é conseguida através do ajuste manual da válvula reguladora de caudal de dois orifícios, colocada em *meter-in*. A adição de uma válvula de contrapressão, em *meter-out*, permite impor uma carga hidráulica ao motor, durante o movimento.

A utilização de uma válvula direcional de centro em Y permite que, quando esta retorna à sua posição central, se reduza a possibilidade de ocorrência de cavitação no motor.

O codificador angular encontra-se ligado ao módulo de contagem rápida do autómato (BMX EHC 0800) cuja configuração permite a determinação da velocidade de rotação do motor em rotações por minuto [rpm]. Devido a limitações inerentes à sua instalação elétrica na banca, o codificador apenas garante leituras corretas até 2500 rpm, o que está de acordo com a gama de velocidades a percorrer pelo motor hidráulico.

4.3.1 Análise prévia do circuito hidráulico

A velocidade de rotação do motor é dependente do valor de caudal que o atravessa. Este último é definido, como verificado nos exercícios anteriores, pelo ajuste da válvula reguladora de caudal. A relação entre caudal e velocidade de rotação do motor é dada pela seguinte expressão:

$$Q = \frac{C_M \times n}{1000}$$

Onde:

Q – caudal fornecido [l/min]

C_M – cilindrada do motor [cm³/rot]

n – velocidade de rotação [rpm]

Contudo, uma parte do caudal fornecido ao motor é utilizada para lubrificação dos seus componentes (e depois direcionado para o orifício de fugas) não sendo efetivamente utilizada para o seu movimento. A relação entre o caudal fornecido ao motor e o caudal efetivamente utilizado para a sua rotação é dada pelo rendimento volumétrico:

$$\eta_v = \frac{Q_{rotação}}{Q_{fornecido}}$$

Através do codificador angular, é possível realizar a medição da velocidade de rotação do motor e posterior cálculo do caudal que o atravessa, pela expressão acima indicada. Uma vez que se trata de uma medição direta, é possível afirmar que o caudal calculado é o valor de “caudal real” do motor, isto é, já é considerado o valor do rendimento volumétrico, escusando-se assim a sua determinação.

A colocação de discos metálicos (até um total de três) no eixo do motor permite criar o efeito de uma carga inercial. Dada a sua natureza, é esperado que esta apenas tenha influência durante as fases de aceleração e desaceleração do motor.

Estando o motor em rotação sujeito a uma carga exterior nula (não inercial), é esperado que este apresente um binário aproximadamente nulo.

4.3.2 Exercício C1 – Velocidade e perdas de carga do motor hidráulico

Neste exercício o motor hidráulico é colocado em rotação e é medida a respetiva velocidade, através do codificador angular a ele associado. Partindo desta informação é calculado automaticamente o valor do caudal que o atravessa.

Por intermédio dos transdutores de pressão ligados aos orifícios do motor, são ainda calculadas as perdas de carga que ocorrem no seu interior.

Tirando partido da capacidade de alteração de velocidade de rotação, de carga hidráulica aplicada ao motor e de carga inercial que este circuito oferece, pretende-se beneficiar da interdependência entre os diversos parâmetros no movimento do motor.

4.3.2.1 Interface gráfica

As informações e comandos deste exercício são agrupados no seguinte ecrã de execução:

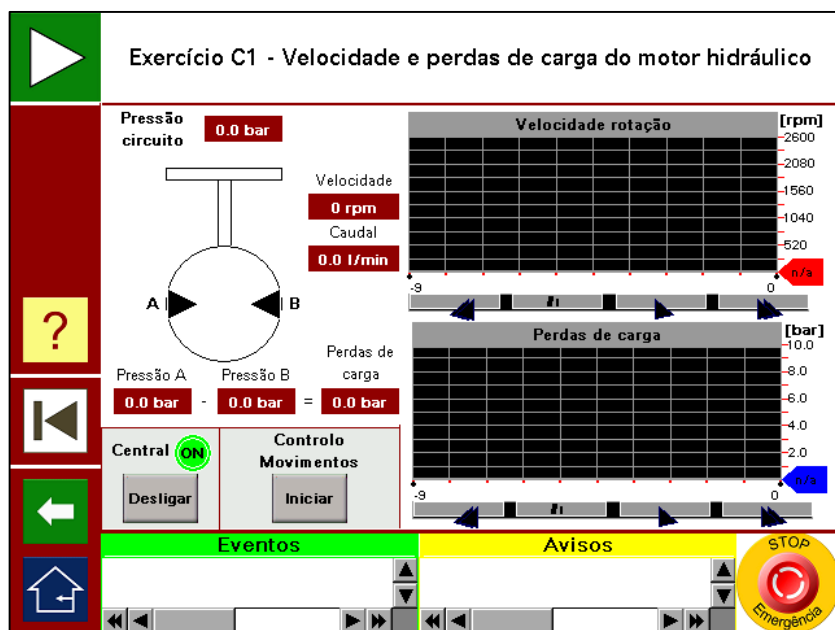


Figura 4.41 - Ecrã de execução do exercício C1

Como é possível verificar, estando o motor em rotação, é disponibilizada a informação de caudal, velocidade e perdas de carga em cada momento. Estes dois últimos são também apresentados sob a forma gráfica, permitindo uma melhor visualização das suas variações por parte do utilizador.

O utilizador poderá a qualquer momento escolher o sentido de rotação do motor, bastando para tal efetuar a seleção no ecrã.

4.3.2.2 Resultados obtidos

Neste exercício existem três parâmetros passíveis de ser alterados pelo utilizador:

- a velocidade de rotação do motor, por ajuste da válvula reguladora de caudal;
- a carga hidráulica, por ajuste da válvula de contrapressão;
- a carga inercial, por colocação de discos metálicos no veio do motor

Foram então realizados ensaios visando a determinação da influência de cada um desses parâmetros no movimento do motor, nomeadamente ao nível da velocidade medida, e, por consequência, do caudal calculado e das perdas de carga calculadas.

O primeiro ensaio visou a alteração do ajuste da válvula reguladora de caudal. O seu ajuste foi realizado em sete posições distintas. Este ensaio foi realizado com a válvula de contrapressão completamente aberta (motor sem carga hidráulica) e, numa primeira fase, sem carga inercial.

Analizada a influência da alteração da velocidade, no segundo ensaio realizou-se a alteração do ajuste da válvula de contrapressão, permitindo a análise das alterações que esta ação tem sobre o movimento do motor. Assim, foi estabelecido um ajuste fixo da válvula reguladora de caudal (ajuste 4,5), e foi retirada toda a carga inercial do motor. Sucessivamente foi realizado o ajuste crescente da válvula de contrapressão, em incrementos de 5 bar.

Finalmente, partiu-se para a aplicação sucessiva e crescente de carga inercial até ao seu valor máximo, novamente com a válvula de contrapressão completamente aberta, desta forma analisando a influência deste parâmetro nas medições efetuadas.

Todos os ensaios descritos foram realizados com a pressão da bomba ajustada a 50 bar. Os resultados obtidos são apresentados e analisados nos parágrafos seguintes.

- **1º ensaio – alteração da velocidade de rotação do motor (por ajuste da válvula reguladora de caudal)**

Na Figura 4.42 é apresentado um gráfico que relaciona os valores de velocidade de rotação com as perdas de carga, calculados para o motor sem carga inercial e para ambos os sentidos de movimento.

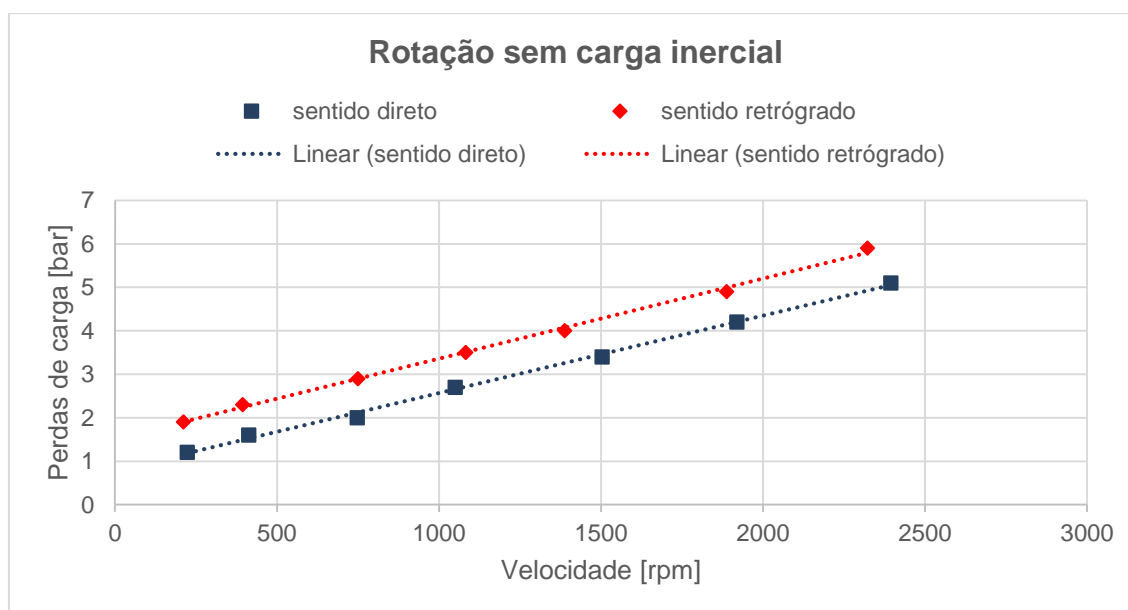


Figura 4.42 - Relação entre velocidade e perdas de carga do motor, sem carga inercial

A análise da figura permite verificar que existe uma relação de proporcionalidade direta entre a velocidade de rotação do motor e as perdas de carga no seu interior. Esta relação é traduzida pelas retas de regressão linear e respetivas expressões apresentadas, para cada sentido de rotação. As diferenças verificadas entre ambos os sentidos de rotação, apesar de mínimas (menos de 1 bar) poderão dever-se à configuração física interna do motor, que não se apresenta simétrica.

Os resultados aqui obtidos vão de encontro ao que já foi verificado em exercícios anteriores, onde também se constatou a relação entre as perdas de carga e a velocidade do escoamento do óleo.

- **2º ensaio – alteração da contrapressão durante o movimento**

Na Figura 4.43 é apresentado o gráfico que relaciona a velocidade de rotação e as perdas de carga calculadas, com a contrapressão aplicada ao motor durante o seu movimento no sentido direto.

Verifica-se que, tanto a velocidade de rotação do motor como as perdas de carga, não são significativamente influenciados pela contrapressão durante o movimento, para valores de ajuste desta última abaixo de 30 bar.

Para valores de contrapressão acima de 30 bar, próximas da pressão máxima do sistema (50 bar), verifica-se uma diminuição dos dois parâmetros aqui analisados. Isto deve-se à abertura parcial da válvula limitadora de pressão, o que faz com que algum caudal retorne ao reservatório por intermédio desta.

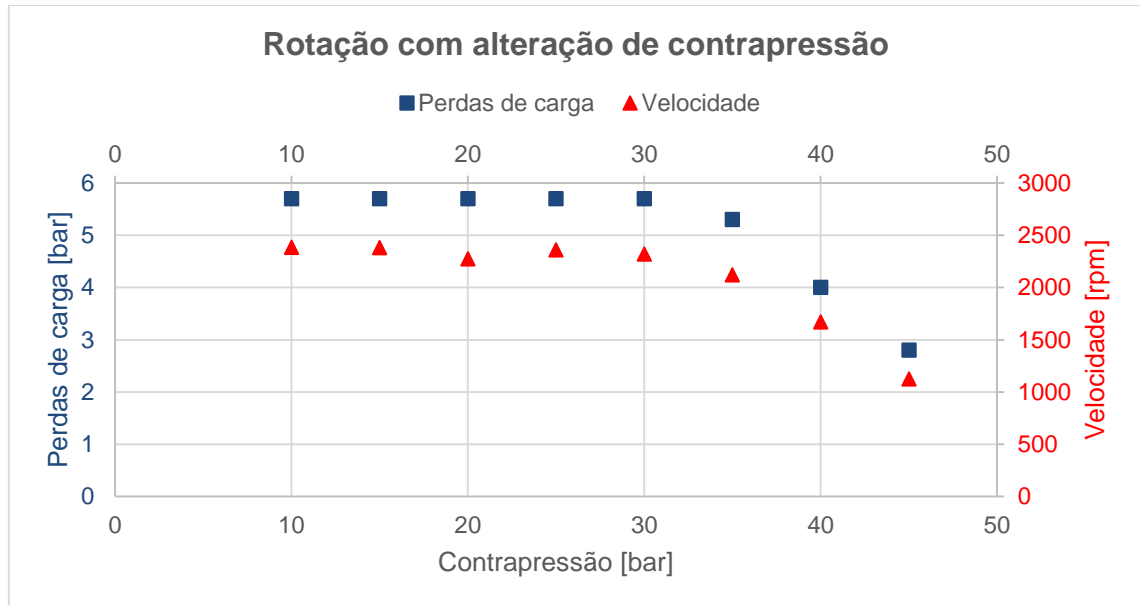


Figura 4.43 - Relação entre contrapressão, velocidade de rotação e perdas de carga do motor

- **3º ensaio – alteração da carga inercial**

Na Figura 4.44 é apresentado um gráfico que relaciona os valores perdas de carga com a velocidade de rotação do motor, para diferentes cargas inerciais. Neste gráfico são também apresentadas as respetivas retas de regressão linear.

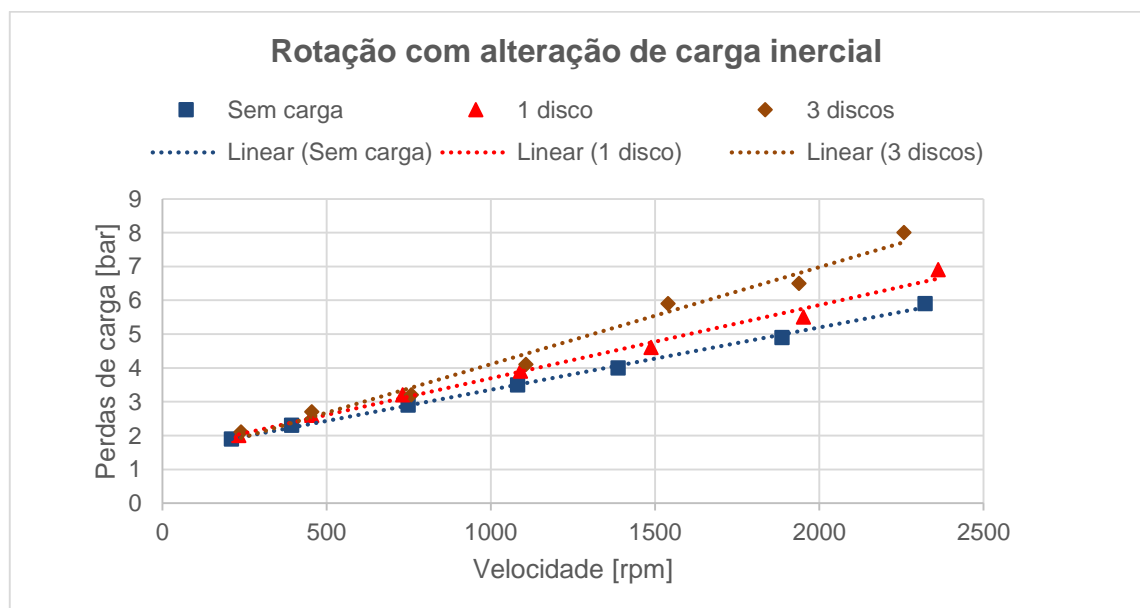


Figura 4.44 - Relação entre velocidade e perdas de carga do motor, a diferentes cargas inerciais

Verifica-se que a adição de carga inercial induz um aumento nas perdas de carga do motor hidráulico, relativamente ao caso sem carga analisado anteriormente. Este facto está diretamente relacionado com os atritos internos do motor: a colocação dos discos é realizada na extremidade do veio, levando ao aparecimento de um momento estático no mesmo. Este

momento estático traduz-se num aumento das forças nos pontos de contacto (engrenagem, rolamentos), afetando assim os atritos neles verificados.

A sucessiva adição de carga inercial produz efeitos também na fase de aceleração e desaceleração do motor. Uma maior carga traduz-se num maior tempo de aceleração e desaceleração. Embora essas grandezas não sejam aqui quantificadas, é possível observar a sua evolução através do gráfico de velocidade implementado no ecrã de execução do exercício.

4.3.3 Exercício C2 – Dinâmica de inversão do sentido de rotação

Este é um exercício de demonstração didática onde se pode observar a capacidade de resposta do motor perante sucessivas ordens de inversão do seu sentido de movimento. Dada a natureza do comando utilizado, são também evidenciados fenómenos transitórios, tais como a ocorrência de sobrecurso e choque hidráulico, e a sua relação com a velocidade de rotação e a carga inercial aplicada ao motor.

Ao utilizador é permitido, a qualquer momento, a definição do tempo para a comutação do sentido de movimento, assim como o ajuste da válvula reguladora de caudal.

Apesar de persistir a medição de velocidade nos mesmos moldes que no exercício C1, este exercício é bastante dependente da capacidade de observação do utilizador, uma vez que, dado o nível de instrumentação associado ao motor hidráulico, não é possível a caracterização dos fenómenos transitórios referidos.

4.3.3.1 Interface gráfica

Na Figura 4.45 é apresentado o ecrã de execução implementado para este exercício. Nele o utilizador poderá definir o tempo de comutação da válvula direcional, entre 1 a 10 segundos.



Figura 4.45 - Ecrã de execução do exercício C2

É também apresentado um gráfico com a informação de velocidade de rotação do motor, facilitando assim a observação das variações neste parâmetro, introduzidas pela inversão do sentido de rotação.

4.3.3.2 *Resultados obtidos*

Da execução do exercício C2, para diferentes ajustes da válvula reguladora de caudal, para diferentes cargas inerciais e para diferentes tempos de ordem de comutação da válvula direcional, é possível retirar as seguintes conclusões:

- Com o motor sem carga inercial, não são observadas alterações significativas no comportamento deste durante a inversão, apesar do aumento quer de velocidade, quer da frequência de comutação da válvula direcional.
- A adição de carga inercial evidencia os fenómenos de sobrecurso e de choque hidráulico durante a inversão do sentido de rotação. Estes são sucessivamente agravados pelo aumento da velocidade de rotação.
- A capacidade de resposta do motor é negativamente afetada pelo valor de carga inercial, demorando mais tempo a acelerar e a desacelerar. Este facto é evidenciado pelo gráfico de velocidade apresentado no ecrã de execução.
- A diminuição do tempo de ordem para comutação da válvula direcional implica também uma diminuição da capacidade de resposta do motor. Este facto é particularmente significativo no caso em que a carga inercial é máxima, onde o sistema perde totalmente a capacidade de atingir a velocidade ajustada.

4.3.4 **Comandos, eventos e avisos**

Nos ecrãs de execução dos dois exercícios deste grupo estão disponíveis vários comandos para o utilizador:

- *Ligar/Desligar central hidráulica* – comando para ligar ou desligar a central hidráulica. Caso seja dada ordem de desligar durante a rotação do motor, a válvula direcional retorna à sua posição central, e a central é desligada após a paragem completa do motor.
- *Iniciar movimentos* – ordem para iniciar a execução de movimentos do exercício.

Na zona de “*Eventos*” são apresentadas mensagens relativamente à execução de cada exercício:

- *Exercício em curso* – indicação da execução de movimentos do motor.
- *Ordem de fim de exercício* – significa que foi dada ordem de terminar exercício pelo utilizador.

O desenvolvimento destes exercícios implicou a adição de funcionalidades com o objetivo de tornar o sistema mais eficiente e capaz de detetar a ocorrência de uma falha na execução do mesmo. A verificação de uma destas funcionalidades implica o aparecimento de uma mensagem correspondente na área de “*Avisos*”:

- *Velocidade excessiva do motor* – como referido no início desta secção, devido a limitações na interface elétrica entre o autómato e o codificador angular, este apenas garante leituras corretas de velocidade até 2500 rpm
- *Central desligada devido a excesso de tempo de inatividade* – foi definido um tempo máximo para que seja dada ordem de iniciar movimentos do exercício, a partir do momento em que a central se encontra ligada. Findo este tempo, é dada ordem de terminar exercício e a central é desligada.

5 Exercícios com comando proporcional do movimento

Este capítulo é dedicado à apresentação dos exercícios de movimento materializado através de comando proporcional desenvolvidos na presente dissertação. Tal como os exercícios descritos no capítulo anterior, o objetivo do conjunto de exercícios agora apresentado é desenvolver competências nos utilizadores de compreensão e análise crítica das características de um movimento realizado com a solução de comando referida.

Seguindo a lógica de classificação anteriormente utilizada, os exercícios implementados foram classificados de acordo com o tipo de atuador utilizado:

- *Exercícios D* – Atuador linear simétrico, sujeito a carga inercial ajustável;
- *Exercícios E* – Atuador linear assimétrico, sujeito a carga gravítica;
- *Exercícios F* – Motor hidráulico sujeito, a carga inercial ajustável.

É importante referir que, nesta banca, através da utilização dos elementos de comando proporcional por ela disponibilizados, é possível a construção tanto de circuitos em fonte de pressão como de circuitos em fonte de caudal. Neste grupo de exercícios são explorados ambos os tipos de circuitos. Assim, nos exercícios que recorrem ao circuito em fonte de pressão, o comando do movimento é materializado por uma válvula direcional proporcional com *feedback*, colocada em série e comandada eletronicamente pela carta *Rexroth VT5005*. Já nos exercícios que recorrem ao circuito em fonte de caudal, é utilizada a bomba de cilindrada variável (grupo hidráulico 2), como gerador de caudal continuamente variável e cujo comando eletrónico é realizado por intermédio da carta *VT5036*.

A programação dos exercícios foi realizada em linguagem LD, recorrendo a instruções de *SET* e *RESET*, com base nos SFC funcionais apresentados no *Anexo D – SFC de programação de exercícios*.

Ao longo do presente capítulo é realizada uma descrição dos exercícios, incluindo as respetivas interfaces gráficas desenvolvidas. São também apresentados e analisados os resultados de cada um deles.

5.1 Exercícios D – Atuador linear simétrico, sujeito a carga inercial ajustável

Este é um conjunto de exercícios que realizam o comando proporcional de movimento do atuador linear de duplo efeito simétrico presente no Módulo de Atuadores. De uma maneira geral, é pretendida uma análise às características do seu movimento, sob diversas condições de velocidade e de carga. É pretendido igualmente um contraste com o caso de movimento realizado com comando digital, explorado no conjunto *Exercícios A*, descrito no capítulo anterior, sensibilizando o utilizador para as vantagens e desvantagens da hidráulica convencional e proporcional.

Para a concretização dos objetivos expostos, foram aplicados dois circuitos hidráulicos distintos, consoante a configuração da fonte de energia hidráulica: circuito em fonte de pressão e circuito em fonte de caudal. A descrição destes circuitos é realizada nas subsecções seguintes.

5.1.1 Análise prévia do circuito em fonte de pressão

Os primeiros três exercícios pertencentes a este conjunto utilizam o circuito em fonte de pressão, cuja representação se encontra na Figura 5.1:

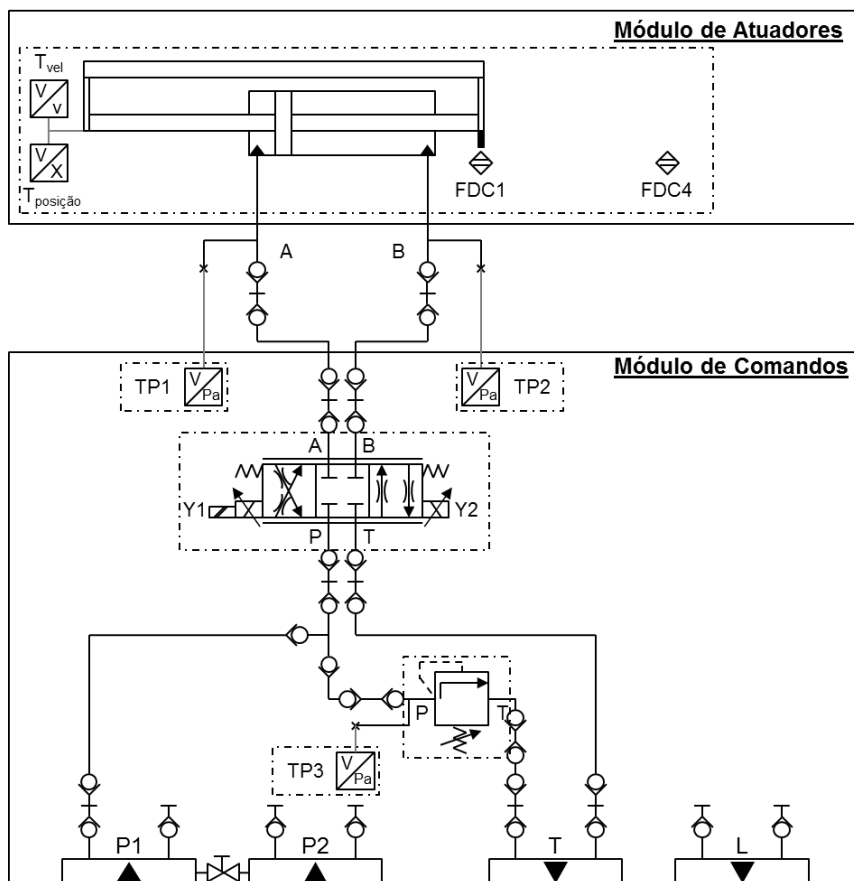


Figura 5.1 – Circuito hidráulico em fonte de pressão do conjunto de exercícios D

Este circuito faz uso dos seguintes componentes hidráulicos:

- Grupo hidráulico 1;
- Válvula direcional proporcional com *feedback*, de centro fechado;
 - Y1 – movimento de avanço – -10 a 0 V
 - Y2 – movimento de recuo – 0 a 10 V
- Válvula limitadora de pressão.

Relativamente a detetores e transdutores, são utilizados:

- Detetores de fim de curso;
 - FDC1 – recuado
 - FDC4 - avançado
- Transdutor de posição potenciométrico;
- Transdutor de velocidade linear;
- Transdutores de pressão;
 - TP1 – ligado à câmara A do atuador
 - TP2 – ligado à câmara B do atuador

- TP3 – ligado à válvula limitadora de pressão (pressão do circuito)

A variação de velocidade do atuador é conseguida por intermédio da variação contínua da posição da gaveta da válvula direcional proporcional, cujo comando é realizado em malha fechada através da carta eletrónica VT5005. Trata-se de uma gaveta simétrica, proporcionando assim um estrangulamento semelhante em ambas as passagens na válvula. Este facto implica que o atuador é controlado tanto em *meter-in* como em *meter-out*, visto ser também ele simétrico. Para cada valor de abertura da gaveta, considerando que esta possui orifícios com arestas vivas, o valor de caudal que atravessa cada um dos estrangulamentos é proporcional à raiz quadrada da queda de pressão, conforme a seguinte expressão:

$$Q = C_D \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

Q – caudal

C_D – coeficiente de descarga do orifício

A – área do orifício

Δp – queda de pressão no orifício

ρ – massa específica do fluido

Por último, é importante referir o menor número de componentes, quando comparado com o circuito implementado para o conjunto de exercícios A. É evidência de uma das vantagens da hidráulica proporcional que esta solução oferece.

5.1.2 Análise prévia do circuito em fonte de caudal

Os dois últimos exercícios possuem em comum a utilização de um circuito hidráulico em fonte de caudal, representado na Figura 5.2.

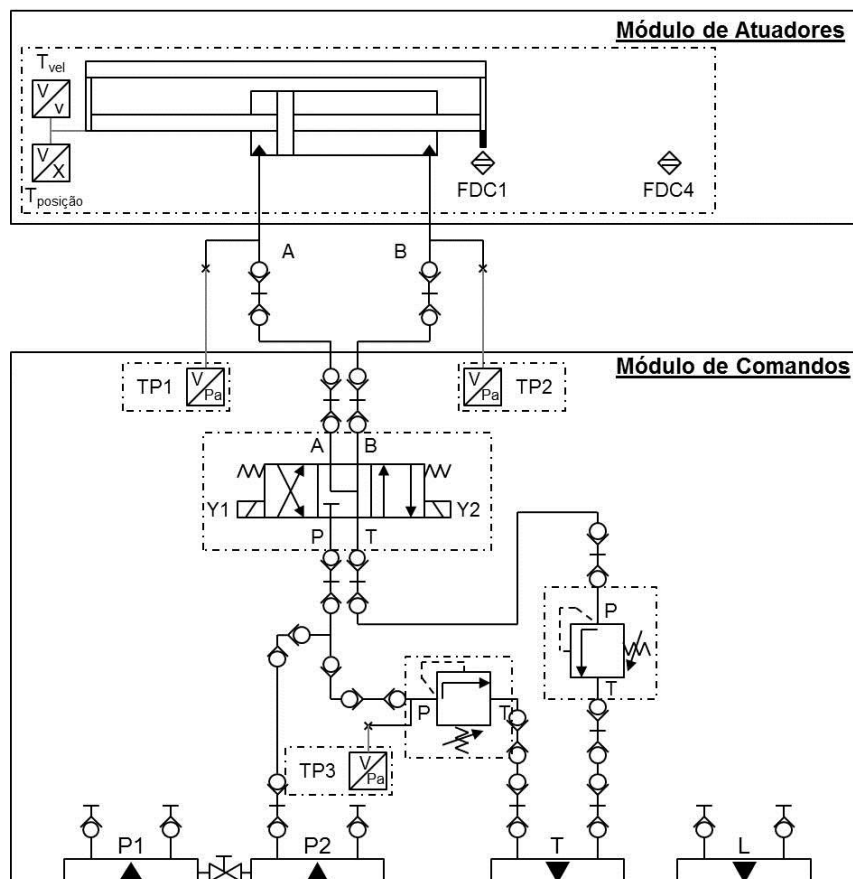


Figura 5.2 – Circuito hidráulico em fonte de caudal do conjunto de exercícios D

Os elementos hidráulicos constituintes são:

- Grupo hidráulico 2:
 - Bomba de cilindrada variável até 28 cm³;
- Eletroválvula de centro em Y, com A e B ligado a T:
 - Y1 – movimento de recuo – ligação à ficha S1;
 - Y2 – movimento de avanço – ligação à ficha S2;
- Válvula de contrapressão:
 - Ajuste de pressão: 20 bar;
- Válvula limitadora de pressão.

Ao nível de instrumentação, são utilizados os seguintes detetores e transdutores:

- Detetores de fim de curso:
 - FDC1 – atuador recuado;
 - FDC4 – atuador avançado;
- Transdutor de posição potenciométrico;
- Transdutor de velocidade linear;
- Transdutores de pressão:
 - TP1 – ligado à câmara A do atuador;
 - TP2 – ligado à câmara B do atuador;
 - TP3 – ligado à válvula limitadora de pressão – pressão da bomba.

Este circuito utiliza a bomba de cilindrada variável constituinte do grupo hidráulico 2 como fonte de caudal variável. A variação de cilindrada é conseguida por intermédio do comando da carta eletrónica VT5036. Pelo facto de se tratar de uma bomba de circuito aberto, é necessário incluir a válvula direcional para definir o sentido de movimento do atuador e a válvula de contrapressão para garantir que mesmo durante a fase de desaceleração (frenagem) a bomba se encontra com uma carga positiva.

Dado que se trata de um circuito em fonte de caudal, o valor da pressão do circuito é definida pela carga a que se encontra sujeito (i. e. a carga inercial do atuador e o ajuste de contrapressão, incluindo também a carga induzida pelas forças de atrito). Efetuando a configuração correta de todos os parâmetros, esta solução poderá apresentar-se energeticamente mais eficiente que as soluções apresentadas anteriormente, tanto convencionais como proporcionais.

5.1.3 Exercício D1 – Determinação da influência das rampas de aceleração e desaceleração no movimento, com circuito em fonte de pressão

A característica mais significativa do uso de hidráulica proporcional para comando de movimento é a possibilidade de implementação de rampas de aceleração e desaceleração entre quaisquer dois níveis de velocidade do movimento do atuador. Esta característica permite suavizar as transições do sentido de movimento, reduzindo assim os picos de pressão e as suas consequências. Contudo, a introdução de rampas de aceleração e desaceleração pode provocar um eventual aumento do tempo de ciclo de movimento.

De modo a sensibilizar o utilizador para estas questões surge o presente exercício. Pretende-se caracterizar a influência da aplicação de rampas de aceleração e desaceleração na dinâmica do sistema. O valor das rampas e o valor de comando da válvula são definidos pelo utilizador. Em cada ciclo de movimento completo de avanço e de recuo, são medidos os tempos de rampa de aceleração e desaceleração respetivos - Figura 5.3. Durante o movimento é medido

o valor do curso do atuador realizado a velocidade constante. Sempre que o atuador atinge o FDC4, em avanço, ou o FDC1, em recuo, é dada instrução de paragem do mesmo, sendo medidos os valores do tempo efetivo de paragem e o valor do sobrecurso verificado - Figura 5.4.

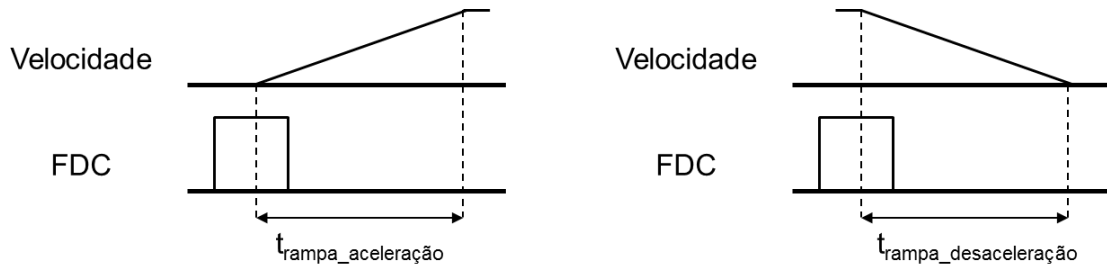


Figura 5.3 – Determinação dos tempos de rampa

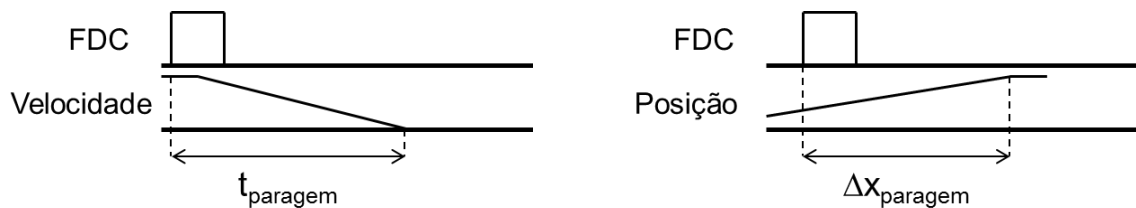


Figura 5.4 - Dinâmica de paragem (tempo e sobrecurso)

Estas informações são disponibilizadas ao utilizador através do ecrã de execução do exercício, representado na Figura 5.5. Neste ecrã, para além dos comandos habituais, é disponibilizada a possibilidade de alteração dos valores das rampas. Estes poderão variar entre 0 e 20 V/s.

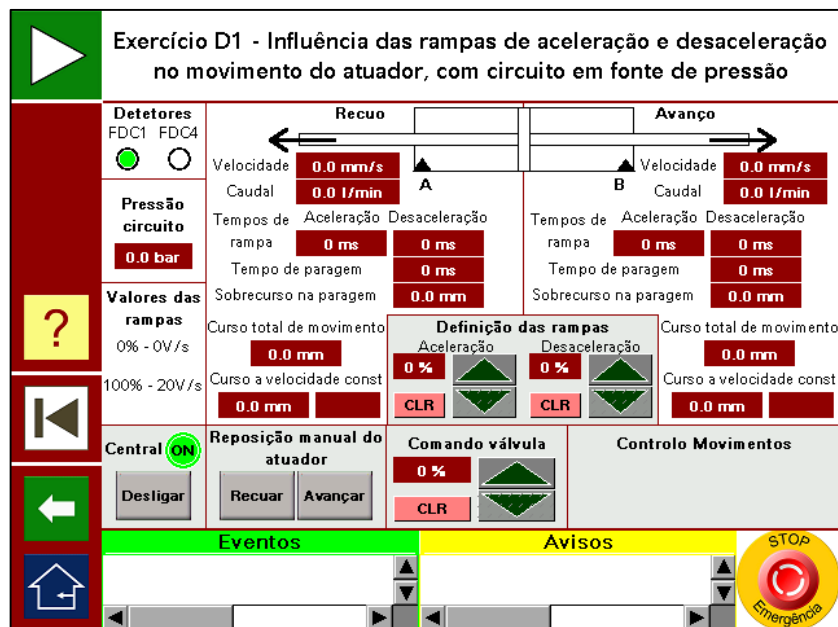


Figura 5.5 – Interface do exercício D1

5.1.3.1 Resultados obtidos

Para este exercício foram realizados dois ensaios distintos pretendendo-se assim demonstrar as capacidades do mesmo. Ambos os ensaios foram realizados com a carga inercial do atuador no seu valor mínimo, isto é, 100 kg.

No primeiro ensaio foi fixado o valor de 30% para o comando da válvula direcional, o que se traduziu numa velocidade do atuador de cerca de 180 mm/s. De seguida foram aplicados três valores de rampa de aceleração e desaceleração distintos – 25, 50 e 100% (que correspondem a 5, 10 e 20 V/s).

No segundo ensaio foi fixado o valor das rampas em 50%, tendo sido aplicados três comandos distintos à válvula direcional.

Nos parágrafos seguintes são apresentados os resultados obtidos apenas para o movimento de avanço (como visto em exercícios anteriores, o movimento de recuo é semelhante):

- **Ensaio 1 – variação do valor das rampas de aceleração e desaceleração**

Rampas	25%	50%	100%
Tempo rampa aceleração [ms]	600	300	150
Tempo de rampa desaceleração [ms]	600	300	150
Tempo paragem atuador [ms]	596	330	203
Sobrecurso paragem [mm]	57,8	30,6	14,4
Curso total [mm]	349,5	296,9	265,2
Curso a velocidade constante [mm]	257,6	248,5	238,9
Relação curso a velocidade constante – curso total [%]	73,7	83,7	90,1

Tabela 5.1 - Resultados obtidos no ensaio 1 ao exercício D1

O aumento do declive das rampas de aceleração e desaceleração tem como consequência óbvia a diminuição dos seus respetivos tempos, pois o valor pretendido de comando da válvula é atingido mais rapidamente. A definição da rampa de desaceleração tem implicações ao nível da dinâmica de paragem do atuador. Como é possível verificar pelos resultados obtidos, o tempo e o sobrecurso de paragem vêm diminuídos com o sucessivo aumento da rampa de desaceleração.

Apesar dos resultados referidos serem os esperados, neste exercício fica patente outro fenómeno, consequente da alteração das rampas: a influência destas na relação entre o curso a velocidade constante e curso total do atuador. De facto, o aumento do declive das rampas de aceleração e desaceleração faz com que o atuador necessite de menos espaço (e tempo) para acelerar e travar, resultando num menor curso percorrido pelo atuador. Embora, em termos nominais o valor de curso a velocidade constante seja também afetado no mesmo sentido, a relação entre os dois valores aproxima-se da unidade. Significa isto que, com valores de rampas superiores, o atuador percorre um maior curso à velocidade desejada pelo utilizador.

- **Ensaio 2 – variação do valor de comando da válvula**

O aumento do valor de comando da válvula direcional, mantendo constantes o valor do declive das rampas, provoca o aumento dos valores dos parâmetros dinâmicos aqui analisados - Tabela 5.2. De facto, poder-se-á dizer que o aumento do comando da válvula produz os mesmos efeitos que a diminuição do declive das rampas de aceleração e desaceleração, uma vez que existe um aumento dos tempos de rampa.

Comando válvula	30%	40%	50%
Velocidade [mm/s]	185	260	325
Tempo rampa aceleração [ms]	300	402	501
Tempo de rampa desaceleração [ms]	300	402	501
Tempo paragem atuador [ms]	330	471	535
Sobrecurso paragem [mm]	30,6	56,0	80,3
Curso total [mm]	296,9	338,9	400,8
Curso a velocidade constante [mm]	248,5	249,2	258,2
Relação curso a velocidade constante – curso total [%]	83,7	73,5	64,4

Tabela 5.2 - Resultados obtidos no ensaio 2 ao exercício D1

5.1.4 Exercício D2 – Estudo de potência e perdas de carga na válvula direcional

Uma das vantagens da utilização de uma válvula direcional proporcional é a possibilidade de controlo do caudal que a atravessa através da variação da posição da sua gaveta. Isto permite uma simplificação do circuito ao nível do número de componentes, relativamente ao caso tratado no conjunto de exercícios A.

No caso presentemente abordado, a válvula proporcional possui uma gaveta simétrica, o que, aliado ao facto de se tratar de um atuador simétrico, permite efetuar o seu controlo simultaneamente em *meter-in* e *meter-out*. Dado que o valor de caudal será idêntico em ambas as passagens pela válvula, é expectável que, devido ao estrangulamento, exista uma perda de carga também idêntica em ambas as passagens. Considerando um escoamento turbulento, a relação entre o caudal e a perda de carga em cada uma das passagens da válvula é dada pela seguinte expressão, já referenciada anteriormente:

$$Q = C_D \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

Q – caudal

C_D – coeficiente de descarga do orifício

A – área do orifício

Δp – queda de pressão no orifício

ρ – massa específica do fluido

O valor do caudal é então definido pela área de abertura do orifício e pelo valor de perda de carga verificada entre as suas extremidades. Idealmente, o valor deste último deveria manter-se constante em toda a gama de caudal da válvula. Contudo, no caso prático, tal não acontece, existindo antes uma interdependência entre os dois valores.

De modo a poder ser avaliada a interdependência entre o caudal e a perda de carga na válvula, neste exercício é realizada a medição das perdas de carga existentes na válvula durante o movimento de avanço e de recuo do atuador. Durante o avanço a válvula efetua as ligações P-A e B-T, sendo medidos os respetivos diferenciais de pressão (devido ao número de transdutores de pressão disponíveis, é considerado que o orifício T possui pressão nula, o que faz com que seja introduzido um erro). No recuo, o processo de medição é semelhante, sendo que a válvula efetua a ligação de P-B e de A-T.

Neste exercício são também calculados os valores de potência em cada um dos componentes, à semelhança do que foi feito para o exercício A2.

Na Figura 5.6 é apresentado o ecrã de execução deste exercício. Foi definido que os valores das rampas de aceleração e desaceleração não sejam configuráveis pelo utilizador, ambas assumindo então um valor fixo de 10 V/s.

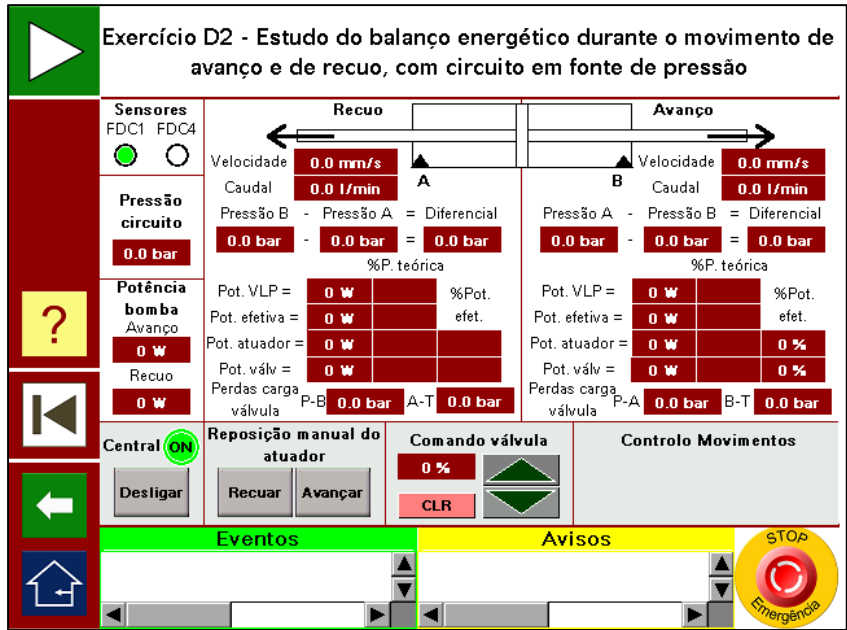


Figura 5.6 - Ecrã de execução do exercício D2

5.1.4.1 Resultados obtidos

Foi realizado um ensaio ao exercício D2 com vista a determinar a influência do valor de comando da válvula direcional nos diversos parâmetros aqui analisados. Este ensaio foi realizado com o valor de carga inercial do atuador no seu valor mínimo, sendo o valor de pressão máximo ajustado para cerca de 50 bar.

De modo a poder ser realizada uma comparação com os resultados obtidos no exercício A2, foram realizados três ajustes de comando da válvula que permitiram a realização de movimentos a velocidades próximas das obtidas nesse exercício.

Na Tabela 5.3 são apresentados os resultados de potência teórica gerada, potência dissipada na válvula limitadora de pressão e potência efetiva obtidos neste ensaio, para o movimento de avanço:

Comando válvula [%]		15		25		35	
Potência [W]	Gerada	1960	100%	1923	100%	1893	100%
	VLP	1729	88,2%	1478	76,9%	1214	64,1%
	Efetiva	231	11,8%	445	23,1%	679	35,9%

Tabela 5.3 – Comparação entre valores de potência gerada, efetiva e dissipada na VLP obtidos no ensaio ao exercício D2

Tal como verificado no ensaio realizado ao exercício A2, a potência teórica gerada decresce com o aumento da velocidade do atuador, devido à diminuição da pressão máxima da bomba. Isto deve-se, como já referido, a uma menor abertura da válvula limitadora de pressão (um maior caudal é disponibilizado para o movimento do atuador devido ao menor estrangulamento da válvula direcional). Verifica-se assim um aumento nominal e percentual da potência efetivamente entregue para o movimento do atuador.

Centrando agora a análise na potência efetiva, esta é dividida em potência consumida para movimento do atuador e potência dissipada na válvula direcional (devido ao estrangulamento) - Tabela 5.4

Comando válvula [%]		15		25		35	
Potência [W]	Efetiva	231	100%	445	100%	679	100%
	Atuador	64	27,7%	113	25,4%	163	24,0%
	Válvula direcional	167	72,2%	332	74,6%	517	76,0%

Tabela 5.4 – Comparação entre valores de potência efetiva, do atuador e dissipada na válvula direcional obtidos no ensaio ao exercício D2

As conclusões que se podem retirar destes dados são semelhantes às retiradas no ensaio realizado ao exercício A2: existe um aumento nominal de todas as potências indicadas, uma vez que o caudal de óleo é superior; contudo, em termos percentuais, verifica-se que menos energia é disponibilizada para o movimento do atuador, uma vez que, como verificado no ensaio ao exercício A2, existe uma diminuição marginal no valor do diferencial de pressão entre as câmaras do atuador.

Relativamente à perda de carga na válvula direcional - Tabela 5.5 – verifica-se que estes não se mantêm constantes durante todo o ensaio, apresentando uma tendência decrescente pouco significativa. Isto deve-se à diminuição da pressão a montante da válvula (a pressão da bomba) pelas razões já referidas na análise da Tabela 5.3, uma vez que a pressão a jusante é imposta pela carga do atuador. Embora este facto possa indicar uma diminuição da potência dissipada pela válvula, é necessário não esquecer que a área de passagem do orifício vem aumentada com o sucessivo ajuste de comando, compensando assim esta perda, levando ao aumento de potência dissipada verificado na Tabela 5.4.

Comando válvula [%]	15	25	35
Perdas de carga na válvula (P-A) [bar]	18,8	18,7	17,6

Tabela 5.5 - Perdas de carga na válvula direcional (sentido P-A)

Na Tabela 5.6 é realizada uma comparação dos valores de potência efetiva obtidos neste exercício com os obtidos no ensaio realizado ao exercício A2. Verifica-se que esta solução proporcional leva a que a potência efetivamente disponibilizada seja menor que a registada no caso de comando digital, para valores de velocidade semelhantes.

Exercício A2	Velocidade [mm/s]	74,6	135,6	201,1
	Potência efetiva [W]	348	572	832
Exercício D2	Velocidade [mm/s]	71,8	140,1	205,9
	Potência efetiva [W]	231	445	679

Tabela 5.6 - Comparação entre os resultados de potência efetiva dos exercícios A2 e D2

Uma vez que o valor de potência para o movimento do atuador é relativamente semelhante nos dois casos abordados (eventuais diferenças devem-se ao facto de não se ter realizado os ensaios aos exercícios A2 e D2 exatamente nas mesmas condições de velocidade) - Tabela 5.7 – este facto leva a um aumento no rácio potência atuador/potência efetiva no caso proporcional.

Exercício A2	Velocidade [mm/s]	74,6	135,6	201,1
	Potência atuador [W] (%Potência efetiva)	72 (20,7%)	103 (18,0%)	146 (17,5%)
Exercício D2	Velocidade [mm/s]	71,8	140,1	205,9
	Potência atuador [W] (% Potência efetiva)	64 (27,7%)	113 (25,4%)	163 (24,0%)

Tabela 5.7 - Comparação entre os resultados de potência do atuador dos exercícios A2 e D2

5.1.5 Exercício D3 – Movimento cíclico: compensação dos desvios de curso ocorridos nas inversões de movimento com circuito em fonte de pressão

No conjunto de exercícios A ficou patente a existência de sobrecurso do atuador quando este sofre quer uma ordem de paragem, quer uma ordem de inversão do sentido de movimento. O valor de sobrecurso é diretamente correlacionável com o valor de velocidade e com o valor de carga do atuador. A introdução de rampas de aceleração e desaceleração, explorada no exercício D1, acentua este efeito.

À semelhança do que foi realizado no exercício A5, no presente exercício é pretendida a determinação dos desvios de curso do atuador durante as inversões de movimento relativamente ao ponto médio de atuação dos detetores de fim de curso, e permitir o uso dessa informação para a realização de uma compensação. Este exercício trata-se assim da transposição do exercício 3 (referenciado no ponto 2.2.2) para a nova estrutura de programação da banca.

Na Figura 5.7 é apresentada a interface desenvolvida para a execução do exercício. Aqui o utilizador poderá definir quer o valor de comando da válvula quer o valor das rampas de aceleração e desaceleração do atuador. Caso pretenda, poderá visualizar um gráfico onde é apresentada a evolução dos desvios de curso verificados em cada movimento - Figura 5.8

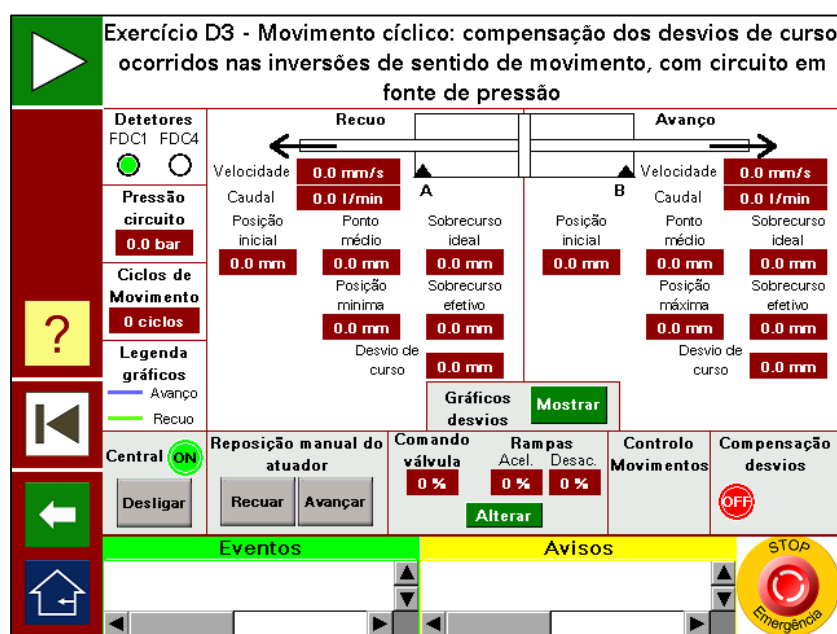


Figura 5.7 - Ecrã de execução do exercício D3

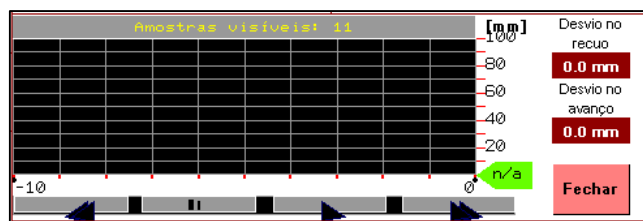


Figura 5.8 – Gráfico de desvios de curso

5.1.5.1 Resultados obtidos

Para a demonstração das funcionalidades deste exercício foram realizados ensaios distintos visando a determinação da influência do ajuste da velocidade do atuador e das respectivas rampas de desaceleração (as rampas de aceleração não possuem influência neste parâmetro).

No primeiro ensaio foram realizados movimentos com três valores de comando da válvula direcional proporcional, que se traduziu em três velocidades diferentes (75, 140 e 210 mm/s). Os valores das rampas de aceleração e desaceleração foram mantidos fixos em 100% (20 V/s)

No segundo ensaio foram definidos três valores distintos de rampas de desaceleração (25, 50 e 100%), tendo sido mantido constante o comando da válvula direcional (velocidade de cerca de 210 mm/s).

Ambos os ensaios foram realizados com a carga inercial no seu valor mínimo (uma vez que no exercício A5 foi demonstrada a independência da carga na capacidade de compensação dos desvios) e com a pressão máxima do circuito ajustada a 50 bar.

Nos parágrafos seguintes são apresentados e analisados os resultados obtidos.

- **Ensaio 1 – variação da velocidade do atuador**

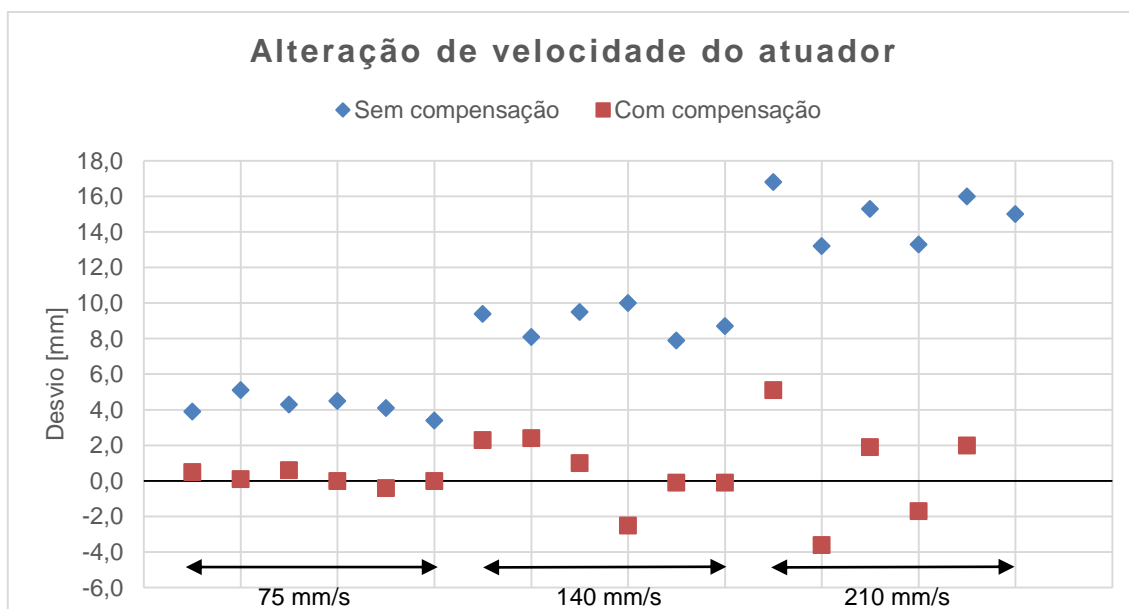


Figura 5.9 – Desvios de curso verificados para diferentes velocidades

Neste ensaio é evidenciado uma vez mais a dependência do desvio de curso (sobrecurso) verificado nas inversões de sentido de movimento. Aqui a função de compensação revela-se capaz de diminuir os efeitos da velocidade. Esta diminuição é particularmente significativa a velocidades elevadas, como é observável na Figura 5.9.

Não existe uma diferença substancial de comportamento quando comparado com o exercício A5 - Figura 5.10 e Figura 5.11. Eventuais diferenças devem-se à não correspondência exata dos valores de velocidade do atuador para os dois ensaios.

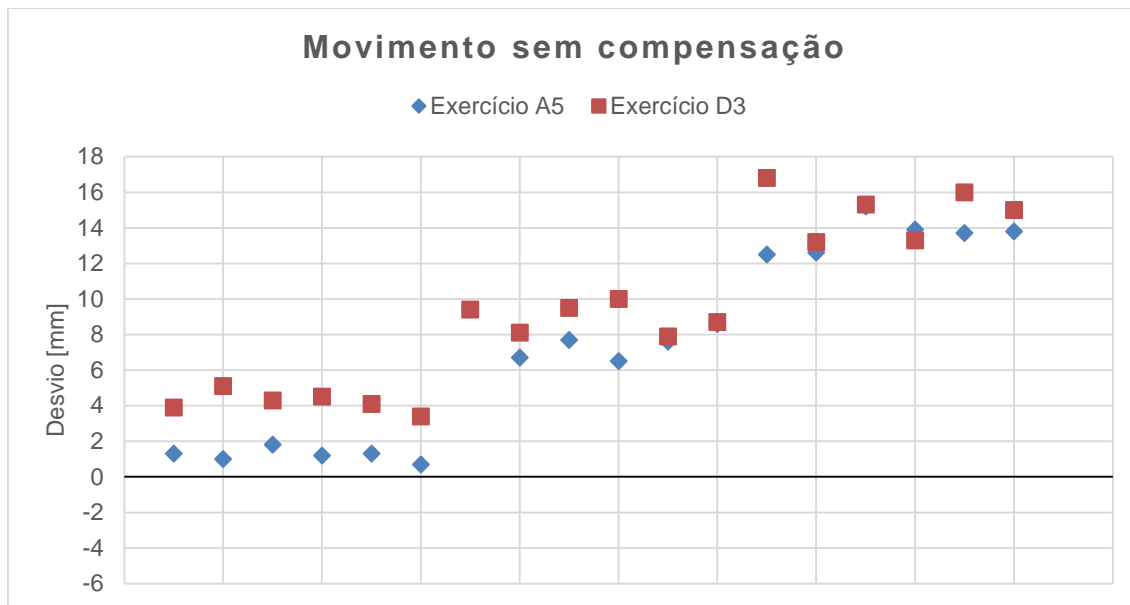


Figura 5.10 - Desvios de curso verificados para diferentes velocidades

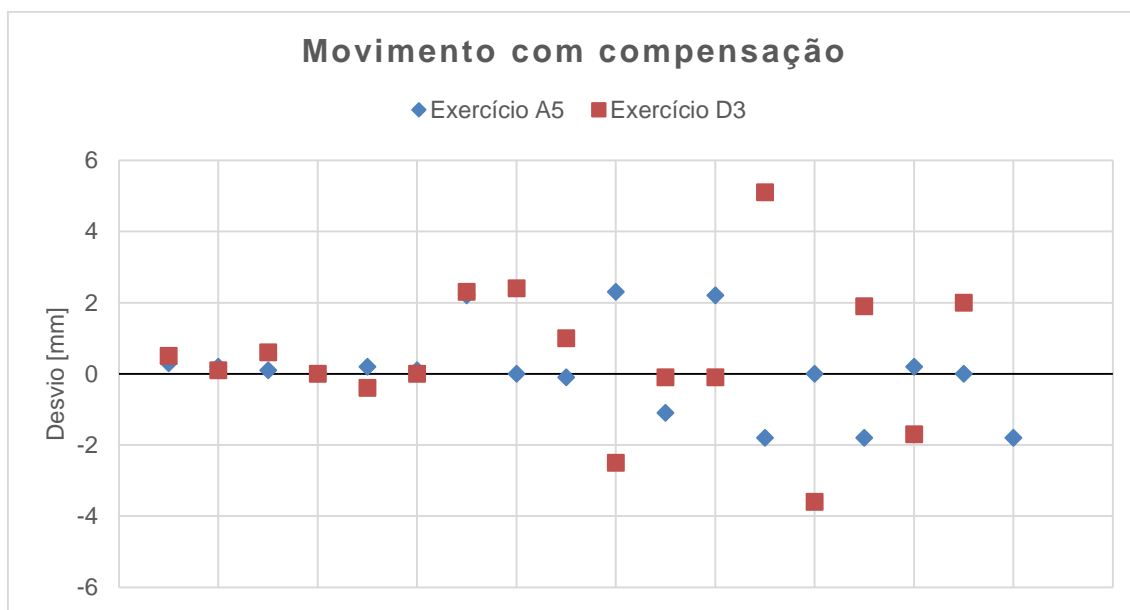


Figura 5.11 - Desvios de curso verificados para diferentes velocidades

- **Ensaio 2 – variação das rampas de desaceleração**

Como já fora evidenciado no exercício D1, o valor das rampas de desaceleração tem influência sobre o desvio de curso verificado: um maior declive implica uma diminuição no sobrecurso. Este facto é também evidente nos resultados do presente ensaio ao exercício D3, apresentados na Figura 5.12:

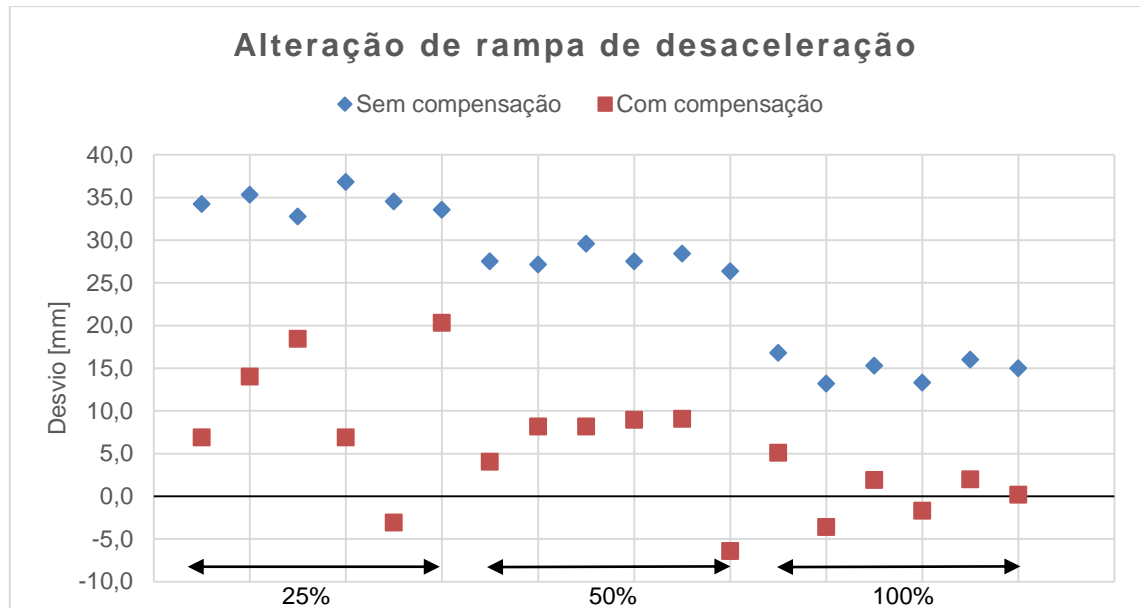


Figura 5.12 – Desvios de curso verificados para diferentes valores de rampa de desaceleração

De novo a função de compensação revela-se particularmente útil na diminuição do sobrecurso durante a inversão do sentido de movimento.

5.1.6 Exercício D4 – Análise de potência e eficiência durante o movimento do atuador com circuito em fonte de caudal

Este exercício é bastante semelhante aos já apresentados exercícios A5 e D2, pretendendo-se efetuar um estudo energético do circuito em fonte de caudal. Assim são calculados os valores de potência hidráulica teórica disponibilizada pela bomba, de potência dissipada na válvula limitadora de pressão e potência efetivamente disponibilizada para o movimento. Esta última é dividida em potência utilizada pelo atuador (que depende das forças externas aplicadas ao mesmo) e potência dissipada na válvula de contrapressão.

Na Figura 5.13 é apresentado o ecrã de execução deste exercício. Este é bastante semelhante aos ecrãs dos exercícios A5 e D2.

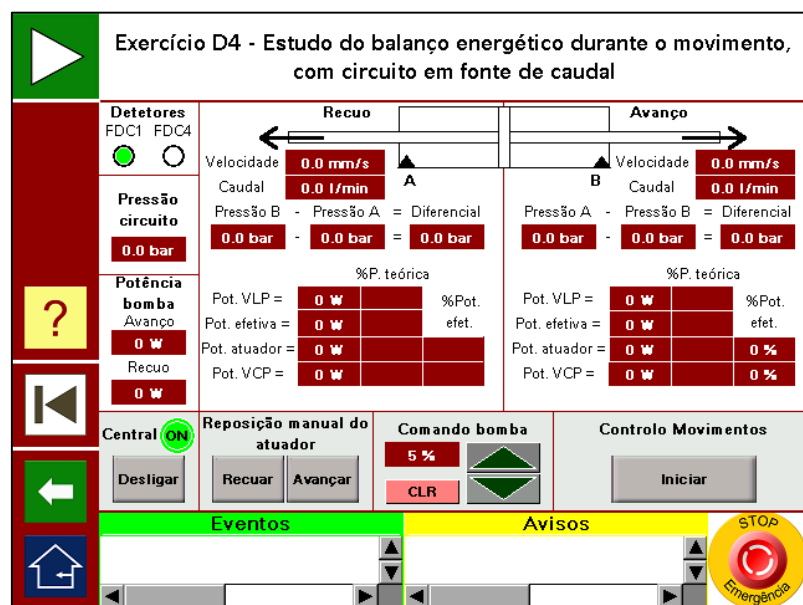


Figura 5.13 – Ecrã de execução do exercício D4

5.1.6.1 *Resultados obtidos*

Foi realizado um ensaio de movimento ao exercício D4 com vista a determinar a influência da velocidade do atuador nos diversos parâmetros de potência aqui calculados. De modo a poder ser efetuada uma comparação com os resultados obtidos nos exercícios A5 e D2, o comando da bomba foi ajustado de modo a poderem ser obtidas velocidades semelhantes às obtidas nesses exercícios. Os resultados de potência hidráulica gerada, potência dissipada na válvula limitadora de pressão e potência efetiva são apresentados na Tabela 5.8:

Comando bomba [%]		15		25		60	
Potência [W]	Gerada	254	100%	544	100%	1527	100%
	VLP	53	20,8%	176	32,3%	866	56,7%
	Efetiva	201	79,2%	368	67,7%	660	43,3%

Tabela 5.8 – Comparação entre valores de potência gerada, efetiva e dissipada na VLP obtidos no ensaio ao exercício D5

Os valores de potência hidráulica gerada são bastante inferiores aos verificados em exercícios anteriores. Isto resulta do facto de a pressão do sistema ser definida pela carga do circuito hidráulico, uma vez que se trata de um circuito em fonte de caudal, em contraponto com os circuitos em fonte de pressão anteriormente utilizados. Disto resulta que, com o aumento da velocidade do atuador, seja verificado um aumento da pressão do sistema, com o consequente aumento da potência teórica, sendo assim outro aspeto diferenciador relativamente aos circuitos em fonte de pressão (onde era verificada uma diminuição da pressão do circuito com o aumento da velocidade).

A tendência crescente do valor de potência gerada teórica implica também que seja verificada um aumento nominal da potência dissipada na válvula limitadora de pressão.

Analisando agora os diferentes componentes da potência efetiva - Tabela 5.9 – conclui-se que, tal como tinha sido verificado nos ensaios aos exercícios A5 e D2, o valor de potência no atuador possui uma tendência decrescente, em termos relativos, com o aumento da velocidade. Nisto resulta que mais energia é dissipada pela válvula de contrapressão.

Comando bomba [%]		15		25		60	
Potência [W]	Efetiva	201	100%	368	100%	660	100%
	Atuador	47	23,4%	93	25,2%	152	23,0%
	VCP	154	76,6%	295	54,3%	508	77,0%

Tabela 5.9 - Comparação entre valores de potência efetiva, do atuador e dissipada na válvula de contrapressão

Comparando agora os valores de potência efetiva dos exercícios A5, D2 e D4 - Tabela 5.10 – é notória a diferença verificada entre os dois tipos de circuito utilizados: o circuito “em fonte de caudal” disponibiliza uma menor energia ao circuito, produzindo os mesmos efeitos (mesmas velocidades) que as verificadas nos circuitos “em fonte de pressão”. Conclui-se assim que o circuito em fonte de caudal é energeticamente mais eficiente que os anteriores.

Exercício A2	Velocidade [mm/s]	74,6	135,6	201,1
	Potência efetiva [W]	348	572	832
Exercício D2	Velocidade [mm/s]	71,8	140,1	205,9
	Potência efetiva [W]	231	445	679
Exercício D4	Velocidade [mm/s]	75,4	130,6	204,4
	Potência efetiva [W]	201	368	660

Tabela 5.10 – Comparação entre os resultados de potência efetiva dos exercícios A5, D2 e D5

5.1.7 Exercício D5 – Movimento cíclico: compensação dos desvios de curso ocorridos nas inversões de movimento com circuito em fonte de caudal

Neste exercício, que se trata da transposição do exercício 4 (referenciado no ponto 2.2.2 do presente relatório) para a nova estrutura de programação da banca, é pretendido o cálculo dos desvios de curso do atuador durante as inversões de movimento relativamente ao ponto médio de atuação dos detetores de fim de curso.

Na Figura 5.14 é apresentada a interface desenvolvida para a execução do exercício. Aqui o utilizador pode definir quer o valor de comando de cilindrada da bomba quer o valor das rampas de aceleração e desaceleração do atuador. Caso pretenda, poderá visualizar um gráfico onde é apresentada a evolução dos desvios de curso ao longo do tempo – Figura 5.15

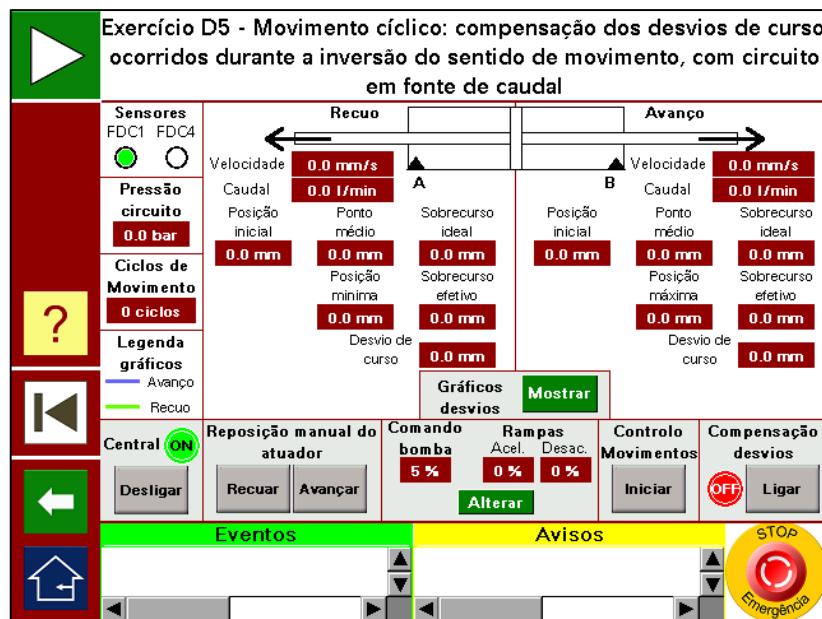


Figura 5.14 – Ecrã de execução do exercício D5

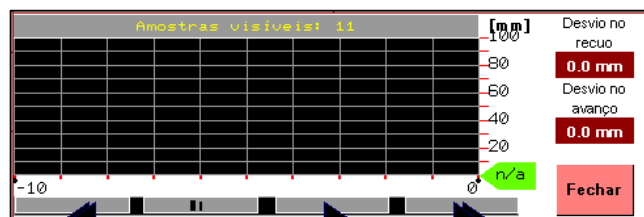


Figura 5.15 – Gráfico de desvios de curso

5.1.7.1 Resultados obtidos

Para este exercício foi realizado um ensaio de movimento do atuador a três velocidades distintas, por ajuste da cilindrada da bomba. Este ajuste foi realizado por forma a poder ser realizada uma comparação com os exercícios A5 e D3 (velocidades aproximadamente 70, 150 e 210 mm/s).

Na Figura 5.16 são apresentados os resultados deste ensaio. Uma vez mais é notória a capacidade da função de compensação em diminuir os desvios de curso.

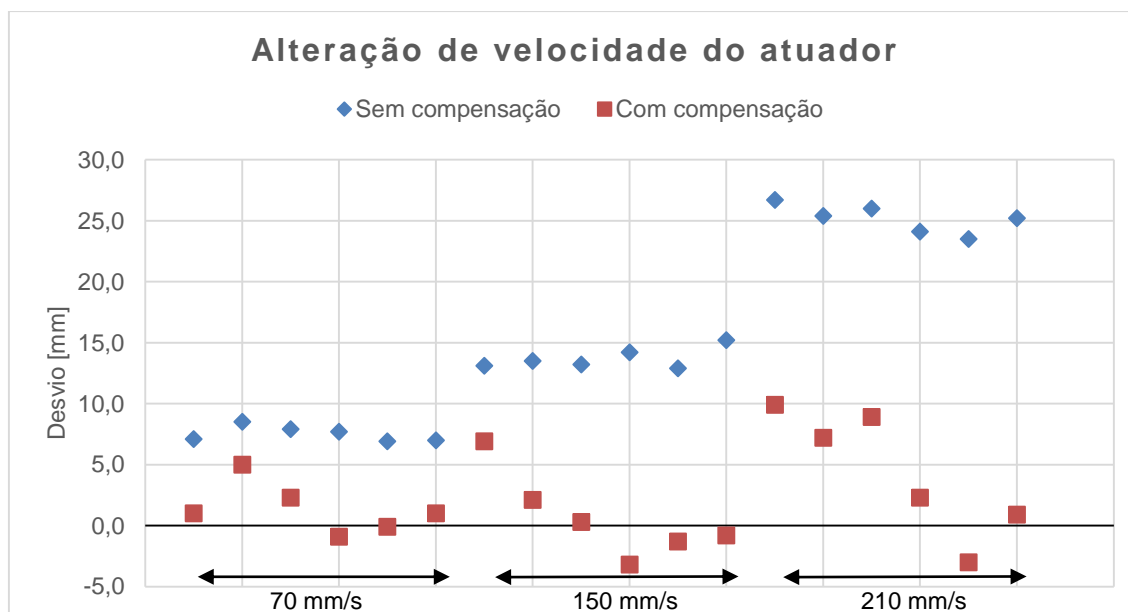


Figura 5.16 – Desvios de curso verificados a diferentes velocidades no exercício D5

Os desvios de curso verificados com a solução de circuito em fonte de caudal, sem compensação, revelam-se superiores aos verificados nos exercícios anteriores, como demonstrado na Figura 5.17. Contudo, nos três exercícios a função de compensação mostra-se igualmente eficiente na redução desses desvios - Figura 5.18

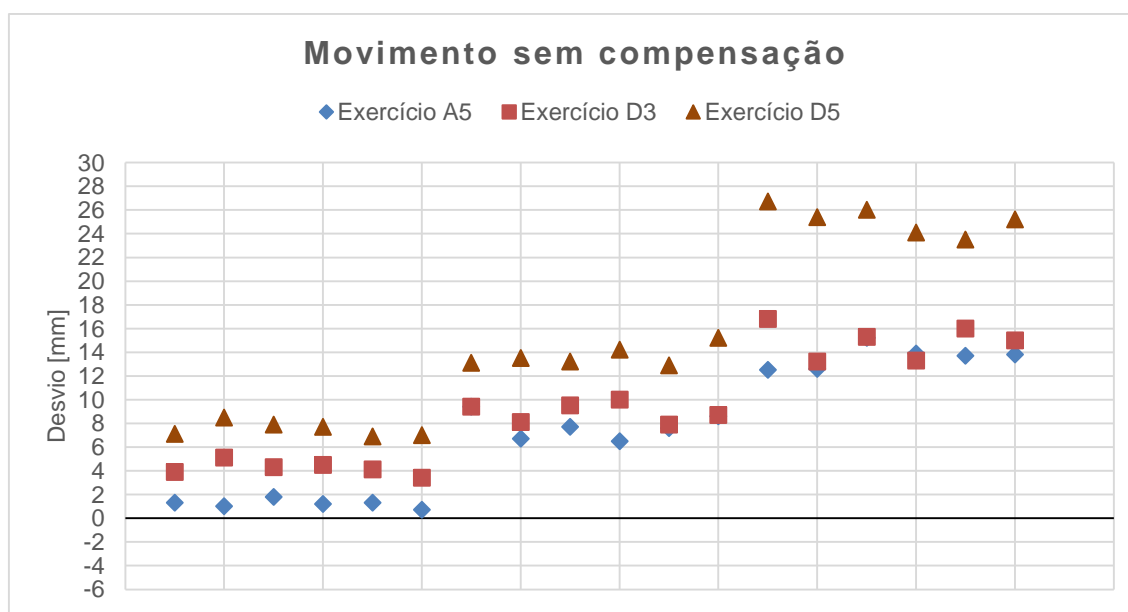


Figura 5.17 – Desvios de curso verificados a diferentes velocidades

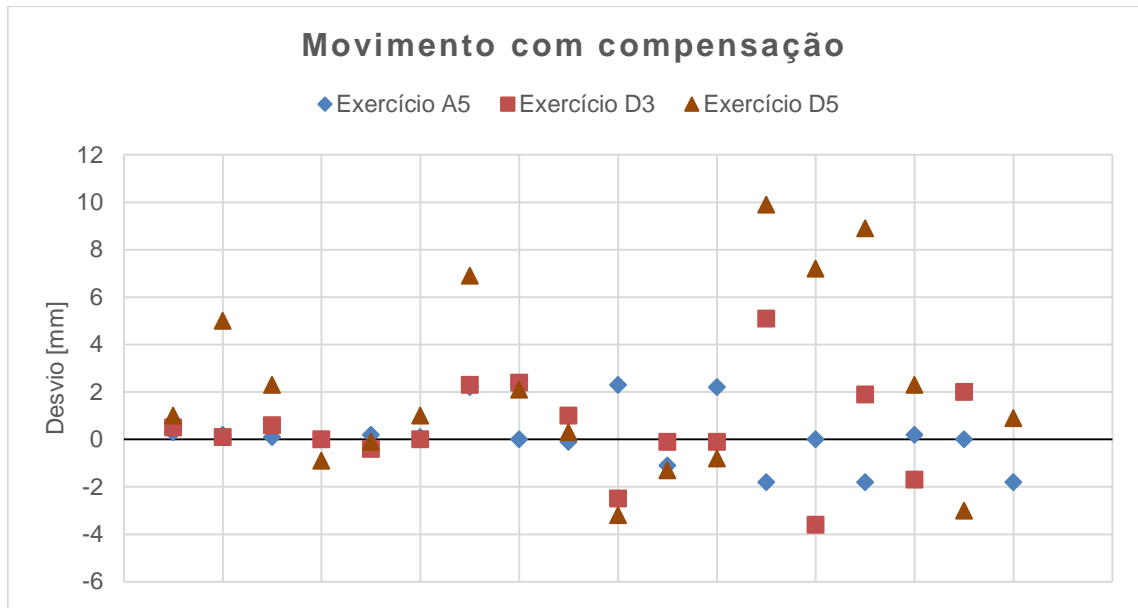


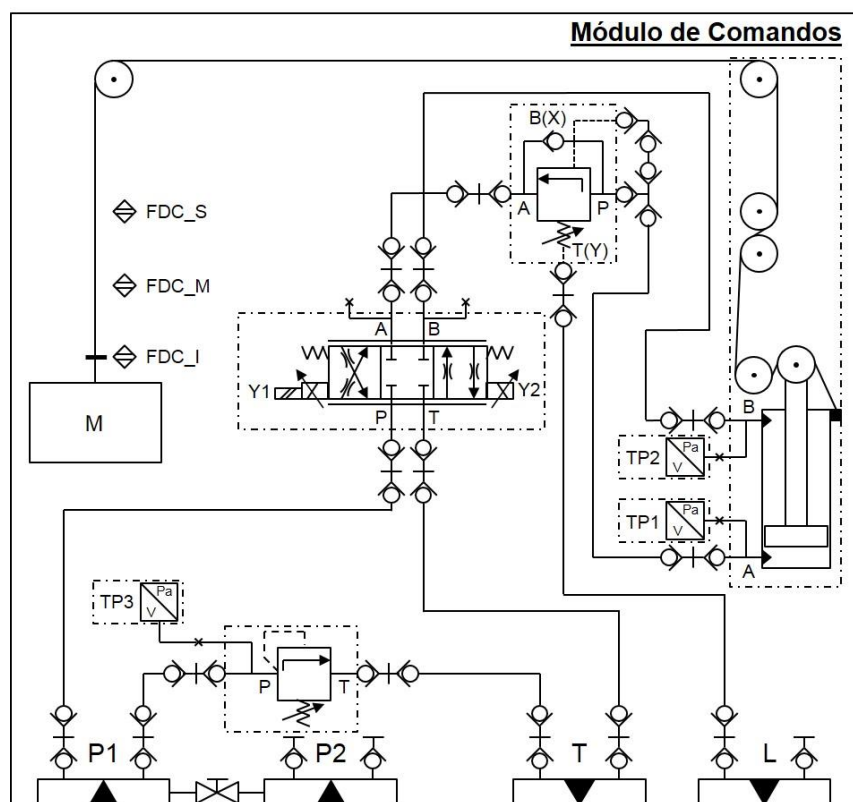
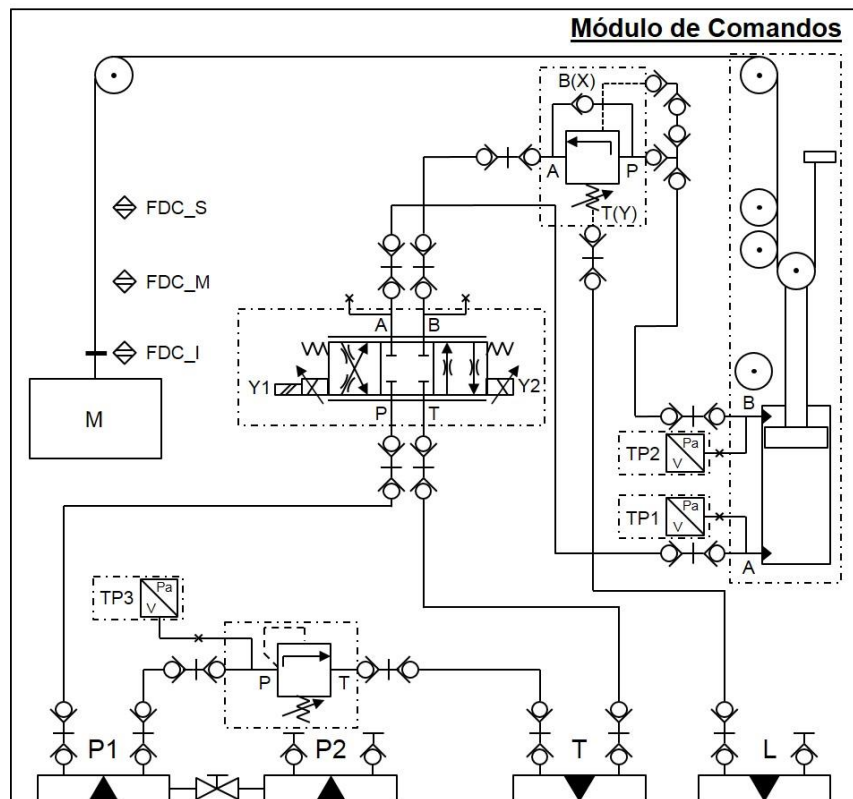
Figura 5.18 – Desvios de curso verificados a diferentes velocidades

5.2 Exercícios E – Atuador linear assimétrico, sujeito a carga gravítica

Neste conjunto de exercícios é realizado o comando proporcional do movimento do atuador linear de duplo efeito assimétrico presente no Módulo de Comandos. Como referido anteriormente, este atuador encontra-se sujeito a uma carga gravítica, que pode atuar sobre a câmara secundária ou sobre a câmara principal.

De uma maneira geral, os exercícios aqui abordados possuem uma vertente de demonstração das capacidades da hidráulica proporcional, nomeadamente ao nível da definição diferenciada de velocidade de subida e de descida da massa e da definição de rampas de aceleração e desaceleração em cada um desses movimentos. Estas capacidades são exploradas tanto para um circuito em fonte de pressão como para um circuito em fonte de caudal, permitindo a comparação entre ambas as soluções.

As diferentes configurações de carga e de tipo de fonte levam a que seja necessária a implementação de quatro circuitos hidráulicos distintos:



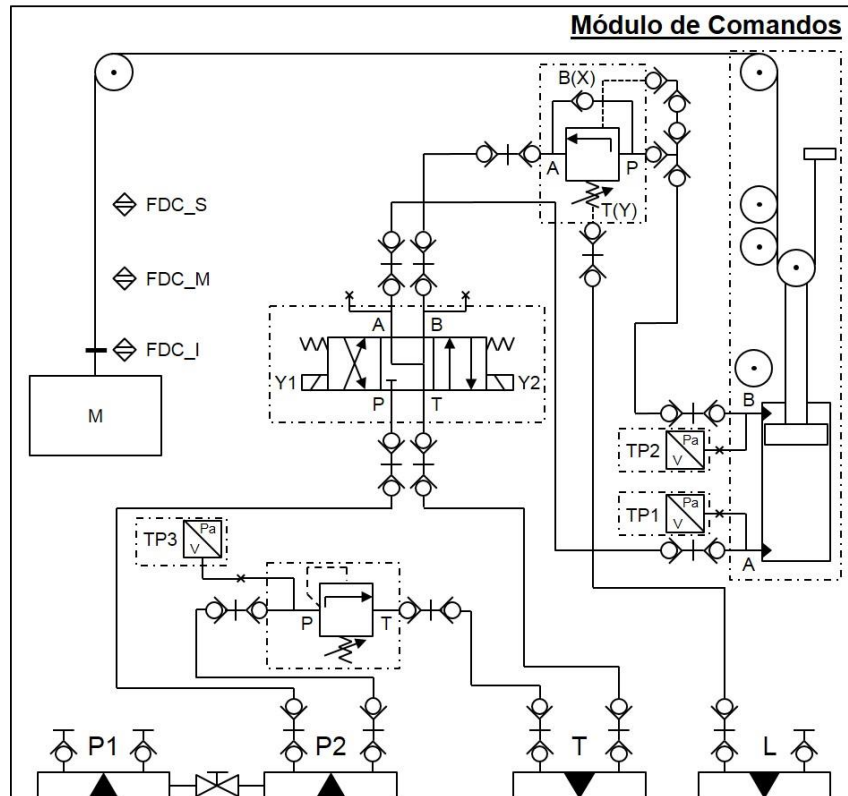


Figura 5.21 – Circuito em fonte de caudal cm carga atuante na câmara secundária

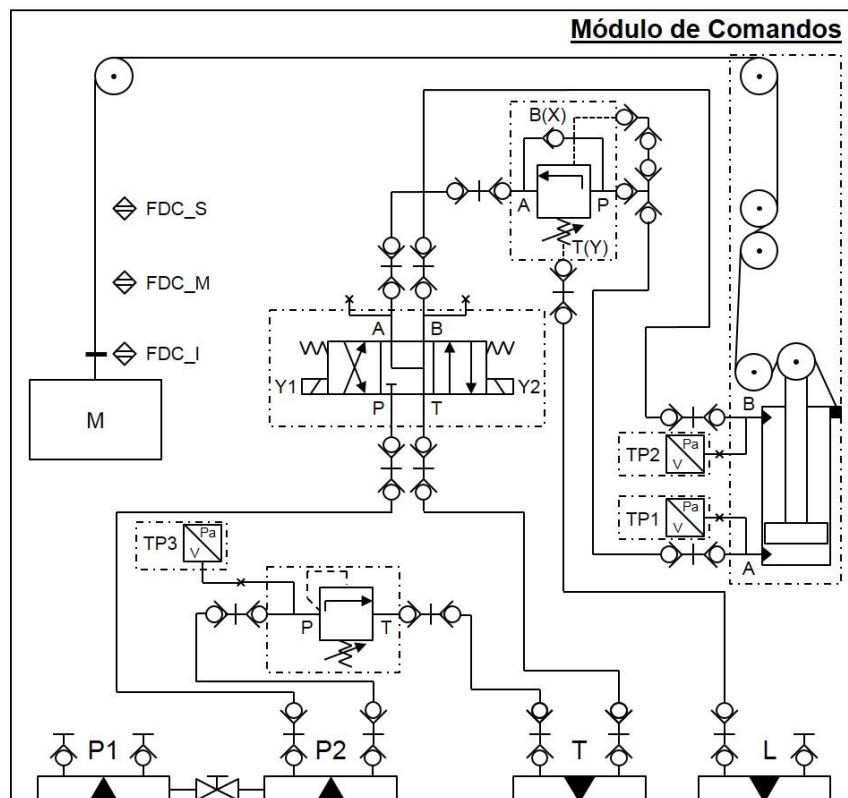


Figura 5.22 – Circuito em fonte de caudal com carga atuante na câmara principal

Em todos os circuitos apresentados estão presentes os seguintes componentes:

- Atuador linear de duplo efeito assimétrico vertical:
 - Dimensões 50x28-300;
- Válvula de contrapressão:
 - B(X) ligado a P;

- Válvula limitadora de pressão.

Relativamente a detetores e transdutores, são utilizados:

- Detetores de fim de curso:
 - FDC_I – posição inferior;
 - FDC_M – posição média;
 - FDC_S – posição superior;
- Transdutores de pressão:
 - TP1 ligado à câmara A do atuador;
 - TP2 ligado à câmara B do atuador;
 - TP3 ligado à válvula limitadora de pressão - pressão do circuito.

Em adição aos componentes referidos, os circuitos hidráulicos em fonte de pressão fazem uso exclusivo de:

- Grupo hidráulico 1:
 - Bomba de cilindrada fixa de 16 cm^3 ;
- Válvula direcional proporcional com *feedback*, de centro fechado;
 - Y1 – comando de -10 a 0 V;
 - Y2 – comando de 0 a 10 V;

Nos circuitos em fonte de caudal, estes últimos componentes são substituídos por:

- Grupo hidráulico 2:
 - Bomba de cilindrada variável até 28 cm^3 ;
- Eletroválvula de centro em Y, com A e B ligado a T:
 - Y1 – ligação à ficha S1;
 - Y2 – ligação à ficha S2;

Dadas as especificidades de cada circuito hidráulico, estes foram divididos por quatro exercícios:

- *Exercício E1* – Movimento com carga atuante na câmara secundária e circuito em fonte de pressão;
- *Exercício E2* – Movimento com carga atuante na câmara principal e circuito em fonte de pressão;
- *Exercício E3* – Movimento com carga atuante na câmara secundária e circuito em fonte de caudal;
- *Exercício E4* – Movimento com carga atuante na câmara principal e circuito em fonte de caudal.

Nos quatro exercícios é realizada a medição dos tempos que medeiam entre as comutações dos detetores de fim de curso inferior e superior durante o movimento de subida e de descida da massa - Figura 5.23. São também medidos os tempos de inversão do sentido de movimento, seguindo os diagramas da Figura 5.24. A medição destes tempos é assim idêntica ao que fora aplicado no conjunto de exercícios B.

Adicionalmente são medidas as pressões em ambas as câmaras do atuador, verificadas durante o movimento de subida e o movimento de descida da massa.

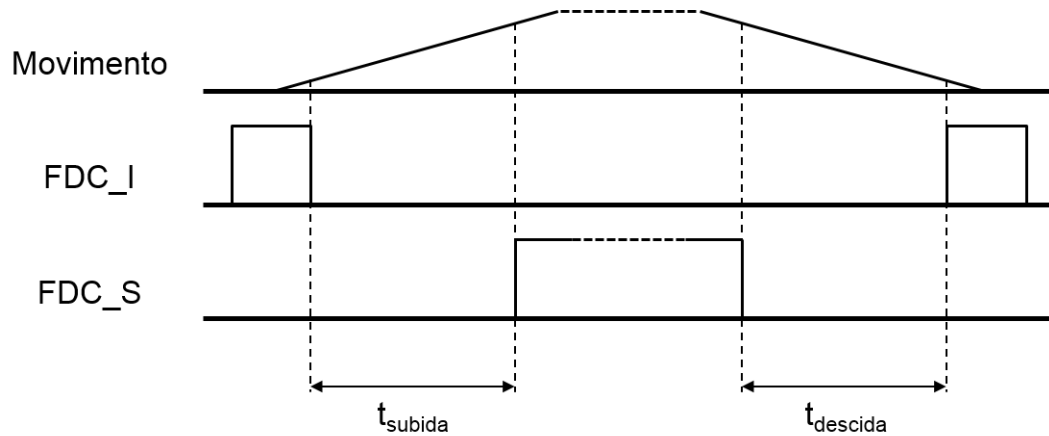


Figura 5.23 - Diagrama temporal de determinação dos tempos de subida e de descida da massa

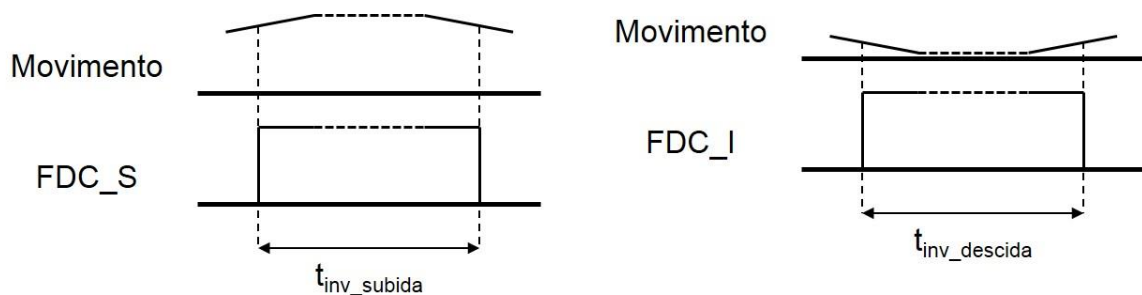


Figura 5.24 – Diagramas temporais de determinação dos tempos de inversão na subida e na descida da massa

5.2.1 Análise prévia dos circuitos em fonte de pressão

A variação de velocidade do atuador é conseguida fazendo variar a posição da gaveta da válvula direcional proporcional. O comando eletrónico desta é assegurado pela carta VT5005.

Uma vez que se trata de uma gaveta simétrica utilizada em conjugação com um atuador assimétrico, as perdas de carga em cada passagem pela válvula são relacionadas da seguinte forma:

$$\Delta p_P = \Delta p_T \times \alpha^2$$

Movimento de avanço

$$\Delta p_P = \frac{\Delta p_T}{\alpha^2}$$

Movimento de recuo

Nestas expressões, α é a razão de áreas do atuador.

A perda de carga no retorno (i.e. a perda de carga para o orifício T em ambos os movimentos de avanço e de recuo) causa contrapressão no atuador, que terá necessariamente que ser compensada por uma pressão maior na linha de alimentação. Tal significa que, em termos globais, será necessária uma maior pressão do sistema para a concretização do movimento.

O caudal que atravessa cada um dos estrangulamentos da válvula direcional é proporcional à raiz quadrada da perda de carga, de acordo com a seguinte expressão:

Onde:

Q – caudal

C_D – coeficiente de descarga do orifício

A – área do orifício

Δp – queda de pressão no orifício

ρ – massa específica do fluido

$$Q = C_D \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

Uma vez que, para um dado valor de comando da válvula direcional, os valores de C_D , A e ρ são idênticos para cada passagem da válvula, a relação entre o caudal de alimentação e o de retorno vem dada por:

$$Q_P = Q_T \times \alpha$$

Movimento de avanço

$$Q_P = \frac{Q_T}{\alpha}$$

Movimento de recuo

A colocação de uma válvula de contrapressão na saída da câmara onde a carga atua permite que a abertura completa da válvula direcional não resulte num movimento descontrolado do atuador. De modo a que a contrapressão criada pela válvula direcional não seja adicionada ao valor ajustado na válvula de contrapressão, o orifício de fugas desta última é ligado diretamente ao tanque (tornando-se assim numa válvula de contrapressão absoluta).

O ajuste da válvula de contrapressão é realizado de acordo com os pressupostos feitos para o grupo de exercícios B, resultando num ajuste de 14,5 bar para o caso do exercício E1 (carga atuante na câmara secundária) e de 10 bar para o exercício E2 (carga atuante na câmara principal).

5.2.2 Análise prévia dos circuitos em fonte de caudal

Estes circuitos utilizam a bomba de cilindrada variável constituinte do grupo hidráulico 2 como fonte de caudal variável. A variação de cilindrada é conseguida por intermédio do comando da carta eletrónica VT5036. Pelo facto de se tratar de uma bomba em circuito aberto, é necessário incluir uma válvula direcional para definir o sentido de movimento do atuador e a válvula de contrapressão para garantir que, no movimento de descida da massa, a bomba se encontre com uma carga positiva.

Dado que se trata de um circuito em fonte de caudal, o valor da pressão do circuito é definida pela carga a que se encontra sujeito (i. e. a carga do atuador e o ajuste de contrapressão, incluindo também a carga induzida pelas forças de atrito).

As considerações feitas para o grupo de exercícios B, nomeadamente o equilíbrio de forças durante o movimento e o ajuste da válvula de contrapressão para cada configuração de carga, são transponíveis para o presente caso, visto a solução implementada ser bastante semelhante.

5.2.3 Interfaces gráficas

Dadas as semelhanças funcionais entre os quatro exercícios que agora se apresentam, foi optado pela implementação de uma interface também semelhante entre eles, como é possível observar na Figura 5.25.

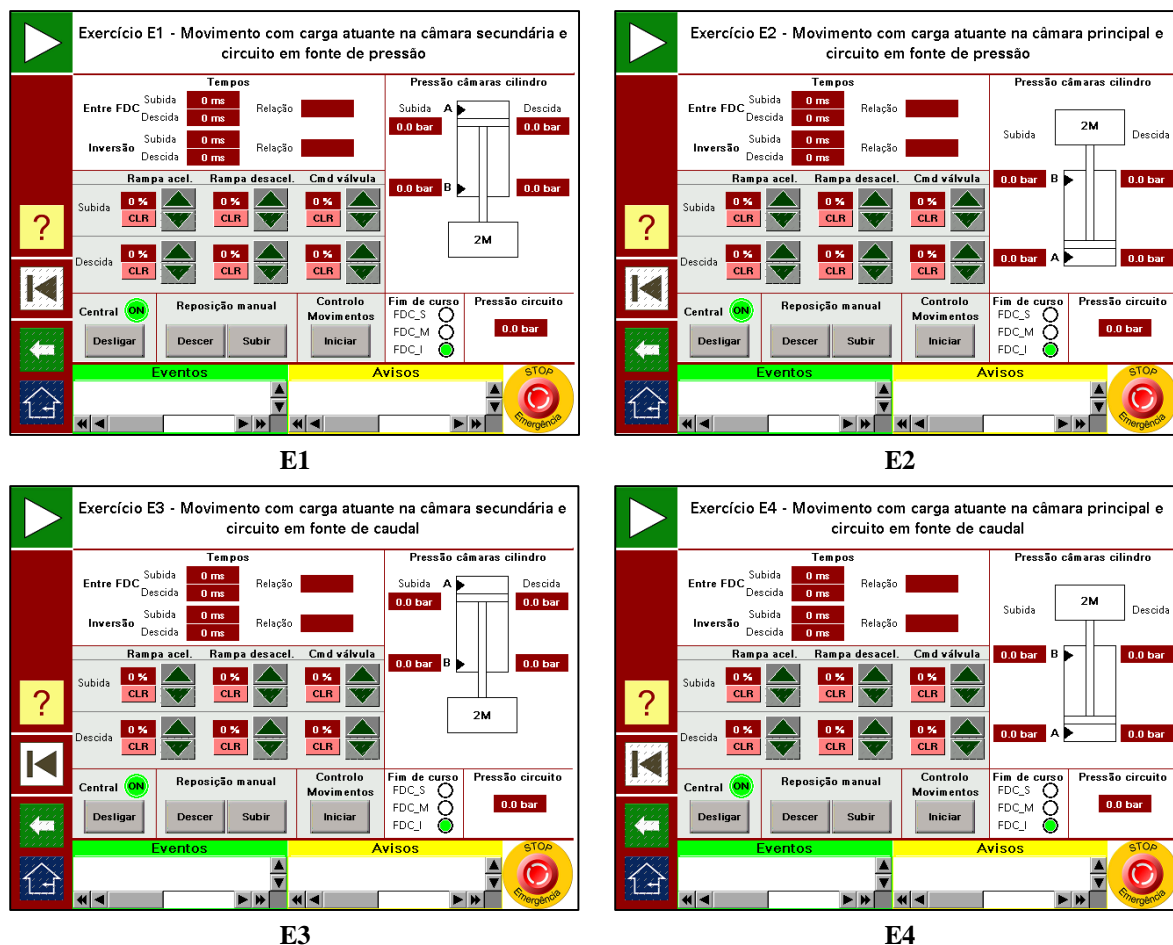


Figura 5.25 - Ecrãs de interface dos exercícios E1, E2, E3 e E4

Nestes ecrãs, para além dos comandos para ligar e desligar a central e de reposição manual do atuador, já conhecidos de outros exercícios anteriores, o utilizador dispõe de comandos que lhe permite a definição independente do valor de comando da válvula para o movimento de subida e para o movimento de descida da massa. Para além disso, são também disponibilizados os comandos que permitem a definição de quatro rampas, de aceleração e de desaceleração:

- Rampa de aceleração na subida da massa
- Rampa de desaceleração na subida da massa
- Rampa de aceleração na descida da massa
- Rampa de desaceleração na descida da massa

Do lado direito é apresentado o esquema equivalente de carga gravítica, assim como as diferentes pressões registadas nas câmaras do atuador durante os movimentos de subida e de descida.

5.2.4 Resultados obtidos

Para os quatro exercícios aqui expostos foram realizados ensaios de movimento, consistindo na alteração do valor de comando da válvula direcional (exercícios E1 e E2) ou da bomba de cilindrada variável (exercícios E3 e E4). As rampas de aceleração e desaceleração foram mantidas desativadas. Estes ensaios decorreram com a válvula limitadora de pressão ajustada a 50 bar.

O ajuste da válvula de contrapressão foi realizado de acordo com as considerações feitas para o conjunto de exercícios B. Resulta assim que, no caso da carga atuante sobre a câmara

secundária, esse ajuste seja de 14,5 bar, enquanto, no caso de carga atuante sobre a câmara principal, esse seja de 10 bar.

Os resultados são apresentados e analisados nas subsecções seguintes.

5.2.4.1 Exercício E1

Na Tabela 5.11 são apresentados os tempos de movimento e de inversão do sentido de movimento, registados para o movimento de subida e de descida da massa. A Tabela 5.12 é reservada para a apresentação das pressões registadas nesses movimentos.

Para a configuração de carga utilizada neste exercício, o movimento de subida da massa corresponde ao recuo do atuador, sendo o contrário para o movimento de descida.

Comando válvula [%]	Subida massa (recuo)		Descida massa (avanço)	
	Tempo movimento [ms]	Tempo inversão [ms]	Tempo movimento [ms]	Tempo inversão [ms]
10	13516	115	3875	279
15	5922	115	2120	257
20	3139	118	1376	240
25	2020	126	961	236

Tabela 5.11 – Tempos de movimento e de inversão obtidos no ensaio ao exercício E1

Comando válvula [%]	Subida massa (recuo)			Descida massa (avanço)		
	p_A [bar]	p_B [bar]	$p_B - p_A \cdot \alpha$ [bar]	p_A [bar]	p_B [bar]	$p_B - p_A \cdot \alpha$ [bar]
10	16,3	41,6	17,9	7,9	28,6	17,1
15	15,4	40,6	18,2	8,6	29,5	17,0
20	15,0	39,9	18,0	9,5	30,7	16,9
25	14,2	39,0	18,3	10,0	31,5	16,9

Tabela 5.12 – Pressões registadas em ambas as câmaras do atuador no ensaio ao exercício E1

Na análise ao circuito hidráulico do conjunto de exercícios B (ponto 4.2.1) foi referido que os tempos de avanço e de recuo do atuador são relacionados pela razão de áreas:

$$\frac{\Delta t_{\text{avanço}}}{\Delta t_{\text{recuo}}} = \alpha$$

No presente exercício, o tempo de subida da massa corresponde ao movimento de recuo do atuador, enquanto o tempo de descida corresponde ao seu avanço. A análise da tabela acima permite observar que, considerando o mesmo valor de comando da válvula direcional para o movimento de subida e de descida da massa, a relação anterior não se aplica. Verifica-se aliás que o tempo de subida da massa é superior ao tempo de descida, quando era esperado o inverso (como de facto se verificou anteriormente no exercício B1, onde foi realizado o movimento do atuador na mesma configuração de carga).

Analisando a pressão de alimentação na subida (p_B), verifica-se que esta possui um valor significativamente próximo do valor de pressão máximo do circuito. Isto significa que a queda de pressão no orifício de alimentação da válvula direcional é pequena, uma vez que a válvula

limitadora de pressão se encontra em descarga parcial ao tanque. Por consequência, o caudal que a atravessa será também pequeno, resultando num maior tempo de subida da massa.

A pressão da bomba é assim insuficiente para assegurar a queda de pressão na válvula direcional necessária para o correto movimento do atuador.

Foram calculadas as quedas de pressão nos orifícios de alimentação da válvula direcional, para ambos os movimentos:

$$\Delta p_{P-B} = p_{Sistema} - p_B$$

Movimento de subida (recuo)

$$\Delta p_{P-A} = p_{Sistema} - p_A$$

Movimento de descida (avanço)

Os resultados destes cálculos são resumidos na Tabela 5.13:

Comando válvula [%]	Subida massa (recuo)	Descida massa (avanço)
	Δp_{P-B}	Δp_{P-A}
10	8,4	42,1
15	9,4	41,4
20	10,1	40,5
25	11,0	40,0

Tabela 5.13 – Cálculo de quedas de pressão de alimentação na válvula direcional no exercício E1

Daqui resulta que, embora o comando da válvula seja idêntico para o movimento de subida e para o movimento de descida, a queda de pressão na válvula será diferente, e consequentemente, o caudal será diferente para cada movimento.

Relativamente aos tempos de inversão do sentido de movimento, constata-se que também apresentam um comportamento distinto do verificado no exercício B3. Nestes últimos os tempos de inversão apresentam-se relativamente constantes (151 ms para a inversão da subida e 136 ms para a inversão da descida).

Neste ensaio observa-se uma tendência crescente do tempo de inversão da subida com o aumento da velocidade do atuador, por um lado, devido ao aumento do sobrecurso e, por outro, à sucessiva diminuição da queda de pressão aos orifícios da válvula direcional. Destaca-se, contudo, que este tempo de inversão é inferior ao verificado no exercício B3, indicando assim que a válvula direcional proporcional possui uma dinâmica mais rápida que a válvula direcional convencional.

Os tempos de inversão da descida apresentam uma tendência inversa da verificada nos tempos de inversão da subida. Apresentam igualmente valores claramente superiores a estes últimos. Apesar do aumento do sobrecurso característico da inversão a velocidades sucessivamente superiores, a queda de pressão aos orifícios da válvula direcional no movimento de subida apresenta uma tendência crescente, indicando assim uma maior capacidade de resposta do sistema.

5.2.4.2 Exercício E2

Na Tabela 5.14 são apresentados os tempos de movimento e de inversão, registados para o movimento de subida e de descida da massa. Para esses movimentos, foram também registadas as pressões em ambas as câmaras do atuador, apresentadas na Tabela 5.15.

Neste exercício, a configuração de carga utilizada resulta que o seu movimento de subida corresponda ao movimento de avanço do atuador, e o movimento de descida ao recuo do mesmo. É assim a situação inversa da verificada no exercício E1.

Comando válvula [%]	Subida massa (avanço)		Descida massa (recuo)	
	Tempo movimento [ms]	Tempo inversão [ms]	Tempo movimento [ms]	Tempo inversão [ms]
10	3914	257	13402	107
15	2133	185	6379	118
20	1436	168	3948	127
25	1103	132	2774	130

Tabela 5.14 – Tempos de movimento e de inversão obtidos no ensaio ao exercício E2

Comando válvula [%]	Subida massa (avanço)			Descida massa (recuo)		
	p_A [bar]	p_B [bar]	$p_A - \frac{p_B}{\alpha}$ [bar]	p_A [bar]	p_B [bar]	$p_A - \frac{p_B}{\alpha}$ [bar]
10	23,5	15,0	13,2	35,0	35,0	11,0
15	24,0	16,5	12,7	34,7	34,5	11,0
20	25,4	18,5	12,7	34,5	33,7	11,4
25	26,1	19,7	12,6	33,9	32,6	11,5

Tabela 5.15 – Pressões registadas em ambas as câmaras do atuador no ensaio ao exercício E2

Sendo a configuração de carga simétrica da configuração usada no exercício E1, os resultados obtidos são eles também simétricos, podendo ser feitas, com as devidas adaptações, as mesmas considerações.

Uma vez mais verifica-se que o movimento de recuo do atuador, desta vez correspondendo à descida da massa, apresenta um tempo superior ao verificado no movimento de avanço (subida), para um mesmo valor de comando da válvula direcional proporcional. Tal como no caso anterior, tal deve-se ao facto de a queda de pressão na válvula, durante o recuo, ser insuficiente para assegurar o mesmo valor de caudal do movimento de avanço:

$$\Delta p_{P-A} = p_{Sistema} - p_A$$

Movimento de subida (recuo)

$$\Delta p_{P-B} = p_{Sistema} - p_B$$

Movimento de descida (avanço)

Comando válvula [%]	Subida massa (avanço)	Descida massa (recuo)
	Δp_{P-A}	Δp_{P-B}
10	26,5	15,0
15	26,0	15,5
20	24,6	16,3
25	23,9	17,4

Tabela 5.16 – Cálculo de quedas de pressão de alimentação na válvula direcional no exercício E2

5.2.4.3 Exercício E3

Na Tabela 5.17 e na Tabela 5.18 são apresentados, respetivamente, os valores de tempo e de pressões registadas no ensaio realizado para este exercício. A configuração de carga gravítica é idêntica à do exercício E1.

Comando bomba [%]	Subida massa (recuo)		Descida massa (avanço)	
	Tempo movimento [ms]	Tempo inversão [ms]	Tempo movimento [ms]	Tempo inversão [ms]
5	2353	141	3467	136
10	1877	145	2686	140
15	1349	151	1918	145
20	1078	158	1528	148

Tabela 5.17 – Tempos de movimento e de inversão obtidos no ensaio ao exercício E3

Comando bomba [%]	Subida massa (recuo)			Descida massa (avanço)		
	p_A [bar]	p_B [bar]	$p_B - p_A \cdot \alpha$ [bar]	p_A [bar]	p_B [bar]	$p_B - p_A \cdot \alpha$ [bar]
5	1,3	20,5	18,6	13,4	34,7	15,2
10	2,7	22,3	18,4	13,0	34,4	15,5
15	4,3	24,4	18,1	12,7	34,4	15,9
20	5,8	26,6	18,1	12,7	34,6	16,1

Tabela 5.18 – Pressões registadas em ambas as câmaras do atuador no ensaio ao exercício E3

Após análise dos resultados, destaca-se a menor pressão registada nas câmaras do atuador durante o movimento de avanço e de recuo, relativamente às verificadas nos exercícios E1 e E2. Este facto era esperado, visto tratar-se de um circuito em fonte de caudal e de não existirem perdas de carga significativas na alimentação e retorno do atuador, tal como acontece nos dois exercícios anteriores.

Destaca-se igualmente o facto de os tempos de avanço do atuador (que corresponde ao movimento de descida da massa) serem superiores aos tempos de recuo, tal como fora verificado anteriormente nos exercícios B. A relação entre os dois tempos é próxima da relação de áreas do atuador - Tabela 5.19 – embora com tendência divergente à medida que a velocidade aumenta.

Comando bomba [%]	$\frac{\Delta t_{avanço}}{\Delta t_{recuo}} = \frac{\Delta t_{descida}}{\Delta t_{subida}}$
5	1,473
10	1,431
15	1,421
20	1,418
Relação áreas do atuador	1,457

Tabela 5.19 – Relação entre os tempos de subida e de descida da massa no exercício E3

Da observação da evolução dos tempos de inversão de movimento neste ensaio destaca-se a diferença de comportamento relativamente ao verificado nos dois exercícios anteriores: tanto o tempo de inversão na subida como o tempo de inversão da descida apresentam uma tendência crescente, em linha com o aumento da velocidade do atuador. Este facto indica assim que existe apenas uma correlação com o sobrecurso característico da inversão de movimento.

5.2.4.4 *Exercício E4*

Idêntico aos exercícios anteriores, são apresentados na Tabela 5.20 e na Tabela 5.21 os tempos de movimento e as pressões registadas em ambas as câmaras do atuador, registados no ensaio ao exercício E4.

A configuração de carga aqui presente é idêntica à do exercício E2.

Comando bomba [%]	Subida massa (avanço)		Descida massa (recuo)	
	Tempo movimento [ms]	Tempo inversão [ms]	Tempo movimento [ms]	Tempo inversão [ms]
5	3414	156	2327	148
10	2690	161	1871	149
15	1932	162	1355	152
20	1507	169	1074	156

Tabela 5.20 – Tempos de movimento e de inversão obtidos no ensaio ao exercício E4

Comando bomba [%]	Subida massa (avanço)			Descida massa (recuo)		
	p_A [bar]	p_B [bar]	$p_A - \frac{p_B}{\alpha}$ [bar]	p_A [bar]	p_B [bar]	$p_A - \frac{p_B}{\alpha}$ [bar]
5	13,5	1,0	12,8	19,9	13,2	10,8
10	13,9	1,6	12,8	20,2	13,6	10,9
15	14,7	3,1	12,6	21,2	14,8	11,0
20	15,7	4,6	12,6	22,2	15,8	11,4

Tabela 5.21 – Pressões registadas em ambas as câmaras do atuador no ensaio ao exercício E4

As pressões nas câmaras do atuador são, tal como no exercício E3, inferiores às registadas no exercício E2, fruto da natureza da fonte de energia hidráulica.

Relativamente aos tempos de movimento (subida e descida da massa) e aos tempos de inversão observa-se que estes são praticamente simétricos aos verificados no exercício E3, em linha do que fora verificado pela comparação dos exercícios E1 e E2.

Uma vez mais verifica-se que a relação entre os tempos de movimento registados é próximo da razão de áreas do atuador - Tabela 5.22 – mas divergente desse valor à medida que a velocidade do atuador aumenta.

Comando bomba [%]	$\frac{\Delta t_{avanço}}{\Delta t_{recuo}} = \frac{\Delta t_{subida}}{\Delta t_{descida}}$
5	1,467
10	1,437
15	1,425
20	1,403
Relação áreas do atuador	1,457

Tabela 5.22 - Relação entre os tempos de subida e de descida da massa no exercício E4

5.2.4.5 Alteração das rampas de aceleração e de desaceleração

O aumento da velocidade do atuador, por ajuste do comando da válvula direcional ou da cilindrada da bomba, leva ao agravamento do fenómeno de choque hidráulico durante a inversão do sentido de movimento, o que por sua vez leva à oscilação excessiva do Módulo de Comandos.

A imposição de rampas de aceleração e de desaceleração permitem suavizar a comutação do sentido de movimento do atuador, diminuindo assim a oscilação do módulo. Contudo, um maior declive das rampas implica um aumento dos tempos de inversão.

De modo a observar este facto, foi realizado um ensaio aos exercícios E1 e E3, onde se procedeu à alteração independente do declive das rampas de aceleração e desaceleração (até um máximo de 20 V/s), mantendo fixo o valor de comando da válvula direcional (E1) e da cilindrada da bomba (E3). Os resultados obtidos em cada ensaio são apresentados na Tabela 5.23 e na Tabela 5.24:

Comando rampa [%]	Rampas aceleração		Rampas desaceleração	
	Tempo inversão subida [ms]	Tempo inversão descida [ms]	Tempo inversão subida [ms]	Tempo inversão descida [ms]
25	215	444	561	957
50	186	331	331	591
75	149	269	261	475
100	137	254	220	413

Tabela 5.23 – Influência da alteração das rampas de aceleração e de desaceleração no exercício E1

Comando rampa [%]	Rampas aceleração		Rampas desaceleração	
	Tempo inversão subida [ms]	Tempo inversão descida [ms]	Tempo inversão subida [ms]	Tempo inversão descida [ms]
25	247	210	783	439
50	209	201	512	266
75	197	192	385	224
100	186	189	329	198

Tabela 5.24 - Influência da alteração das rampas de aceleração e de desaceleração no exercício E3

Como é possível observar, o aumento do declive da rampa de aceleração e desaceleração, aqui traduzido pelo aumento do comando respetivo, traduz-se numa diminuição generalizada dos tempos de inversão.

Apesar desta diminuição generalizada, verifica-se que os efeitos de alteração da rampa de desaceleração são mais significativos, uma vez que os tempos de inversão que lhe estão associados são superiores aos tempos associados à alteração da rampa de aceleração.

Nos resultados do ensaio ao exercício E1, os tempos de inversão na descida são superiores aos tempos de inversão na subida. Como referido anteriormente, isto deve-se à menor capacidade de resposta deste circuito introduzida pelo facto de a pressão da bomba ser insuficiente para assegurar a queda de pressão na válvula direcional necessária para o correto movimento do atuador.

Comparando os tempos de inversão na subida de ambos os exercícios, constata-se que o circuito em fonte de caudal possui uma capacidade de resposta inferior à solução em fonte de pressão. Isto é evidenciado pelo facto de os tempos de inversão serem superiores, para o mesmo valor do declive da rampa, do que os verificados no exercício E1.

5.3 Exercícios F – Motor hidráulico, sujeito a carga inercial ajustável

Foi desenvolvido um exercício de demonstração didática onde é possível observar as vantagens e características da utilização da hidráulica proporcional no controlo de velocidade de rotação do motor hidráulico. Este exercício é designado por “Exercício F1”. O circuito hidráulico característico é representado na seguinte figura:

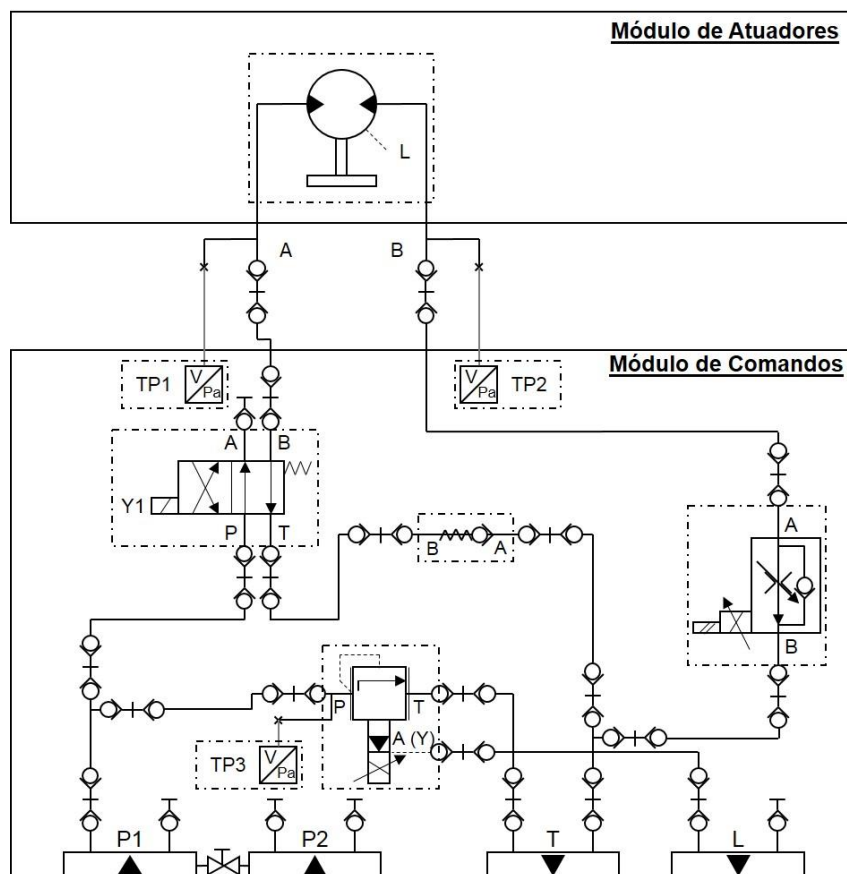


Figura 5.26 - Circuito hidráulico do conjunto de exercícios F

Este circuito faz uso dos seguintes componentes hidráulicos:

- Grupo hidráulico 1:
 - bomba de cilindrada fixa de 16 cm³;
- Motor hidráulico bidirecional de engrenagens exteriores:
 - Valor de cilindrada efetiva: 4,19 cm³;
- Válvula direcional 4/2:
 - Y1 ligado à ficha S1;
- Válvula reguladora de caudal de dois orifícios proporcional;
 - Comando 0 V – completamente fechada
 - Comando 10 V – completamente aberta
- Válvula limitadora de pressão proporcional
 - Comando 0 V – completamente aberta (pressão mínima)
 - Comando 10 V – completamente fechada (pressão máxima)
- Válvula de retenção simples.

Relativamente a transdutores, são utilizados:

- Codificador angular;
- Transdutores de pressão:
 - TP1 – ligado ao orifício de entrada do motor
 - TP2 – ligado ao orifício de saída do motor
 - TP3 – ligado à válvula limitadora de pressão (pressão do circuito)

Semelhante ao conjunto de exercícios C, a variação de velocidade do motor é conseguida através do ajuste da válvula reguladora de caudal de dois orifícios, colocada em *meter-out*. A diferença reside no facto de agora se tratar de uma válvula proporcional, comandada eletronicamente por intermédio da carta VT5010.

A pressão do circuito é definida pela válvula limitadora de pressão proporcional, comandada através da carta eletrónica VT2013. Neste exercício não se pretendeu realizar controlo de pressão, uma vez que este iria também influenciar a velocidade de rotação do motor. Assim foi atribuído um valor de comando constante ao longo de todo o exercício, que se traduziu numa pressão da bomba de cerca de 50 bar quando o motor se encontra no estado parado.

A inclusão de uma válvula de retenção na configuração apresentada permite que, quando a válvula direcional retorna à sua posição de repouso, o motor continue a ser alimentado, reduzindo a possibilidade de ocorrência de cavitação.

5.3.1 Controlo de velocidade

O controlo de velocidade do motor hidráulico é materializado recorrendo a um bloco de programação “PID” disponibilizado pelo *software* do autómato. O respetivo diagrama de blocos simplificado é apresentado na Figura 5.27:

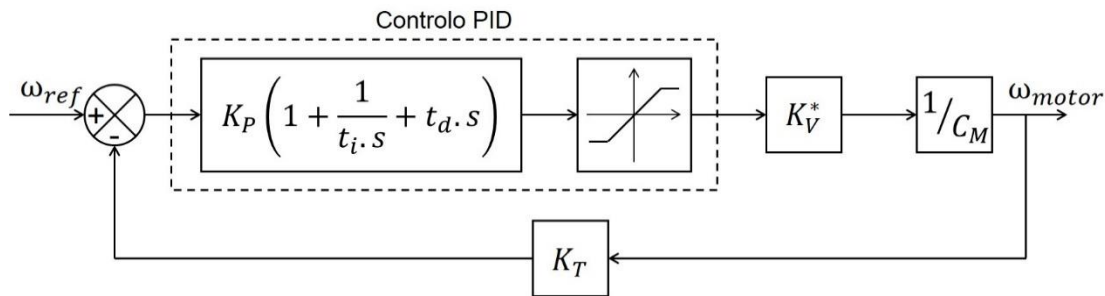


Figura 5.27 - Diagrama de blocos simplificado do controle de velocidade do motor

Legenda: ω_{ref} – velocidade de referência; ω_{motor} – velocidade do motor; K_p – ganho proporcional; t_i – tempo integral; t_d – tempo derivativo; K_T – ganho de *feedback*; K_v^* – ganho da válvula; C_M – cilindrada do motor

O bloco “PID” possui incorporada uma função *anti-windup* que não permite que a ação integral se torne muito grande. Este bloco oferece também a possibilidade de ativação independente dos parâmetros P, I e D, permitindo a realização dos seguintes tipos de controle:

- Controlo P (proporcional)
- Controlo I [integral]
- Controlo PI (proporcional integral)
- Controlo PD (proporcional derivativo)
- Controlo PID (proporcional, integral e derivativo)
- Controlo PI-D (proporcional e integral, com ação derivativa apenas no sinal de *feedback*)

Como representado na Figura 5.27, o controlo é assegurado pela definição independente dos seguintes parâmetros, consoante o controlador escolhido:

- K_p – ganho proporcional;
- t_i – tempo integral;
- t_d – tempo derivativo.

A ação de controlo é acompanhada de uma saturação à sua saída. Os seus limites foram definidos de modo a que a velocidade de rotação do motor não ultrapasse os 2500 rpm (velocidade a partir da qual a leitura de velocidade é errática).

O conjunto válvula reguladora de caudal e motor hidráulico constituem um sistema do tipo 0, pelo que, para efetuar um bom controlo da velocidade de rotação (erro nulo a referência de velocidade constante) é exigido a presença de um controlador com ação integral. Contudo, dado o carácter didático que este exercício se reveste, é permitida a utilização de todos os controladores acima indicados, permitindo assim ao utilizador avaliar as características e limitações de cada um deles.

5.3.2 Interface gráfica e funcionalidades

Na Figura 5.28 é apresentado o ecrã de interface desenvolvido para este exercício.

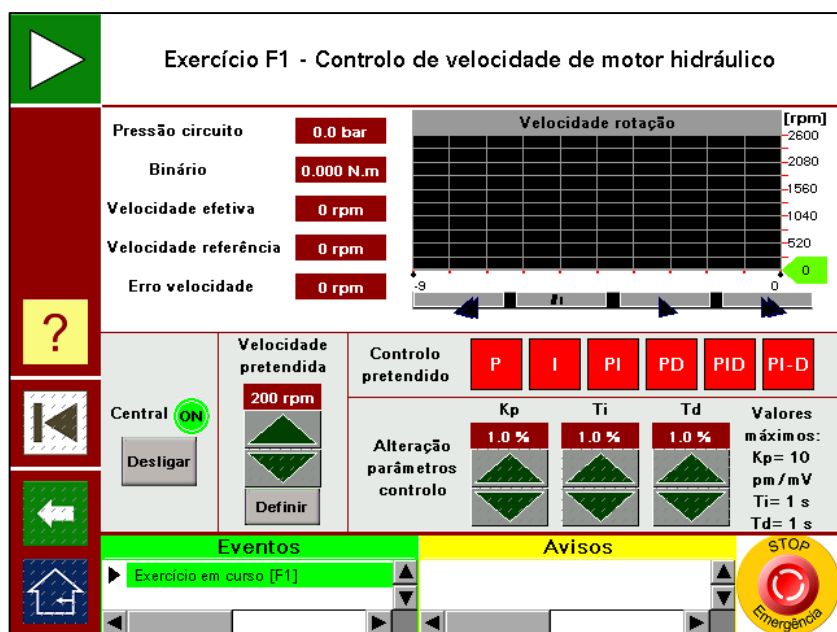


Figura 5.28 - Ecrã de execução do exercício F1

Estando a central hidráulica ligada o utilizador pode, a qualquer momento, definir a velocidade de rotação pretendida para o motor hidráulico, numa gama de 200 a 2400 rpm (em intervalos de 100 rpm), assim como o tipo de controlador que pretende utilizar.

Consoante o tipo de controlador escolhido, são disponibilizados comandos que permitem a alteração do ganho proporcional (K_p), tempo integral (t_i) e tempo derivativo (t_d).

Para além dos comandos referidos, são disponibilizadas informações sobre:

- a pressão do circuito;
- o binário real medido aos orifícios do motor;
- a velocidade efetiva do motor;
- a velocidade pretendida ;
- o erro de velocidade (diferença entre a velocidade pretendida e a velocidade efetiva).

É também disponibilizado um gráfico que permite uma melhor visualização, por parte do utilizador, da evolução da velocidade efetiva do motor.

5.3.3 Resultados obtidos

Para este exercício foram realizados vários ensaios utilizando cada um dos controlos disponíveis. Para cada controlo utilizado foram aplicados diferentes ganhos e definidas diferentes velocidades de referência. Foi também analisada a influência da carga inercial na capacidade de controlo de velocidade do motor.

Através desses ensaios foi possível retirar conclusões sobre a capacidade e desempenho de cada controlo aplicado. Estas conclusões são expostas nos parágrafos seguintes.

Como referido anteriormente, o sistema a controlar é do tipo 0, pelo que qualquer controlador que não inclua uma ação integral não é capaz de garantir um erro nulo a referências de velocidade constantes, isto é, não é capaz de garantir um bom controlo de velocidade. É o caso dos controladores P e PD. Estes revelam-se não serem capazes de fazer convergir o valor de velocidade do motor ao valor de referência estabelecido, apresentando uma instabilidade no controlo (variações significativas do erro) que é agravada pelo aumento do ganho proporcional.

No caso do controlador PD, adicionalmente é possível observar a existência de uma ação preventiva – uma “travagem” do motor – na tentativa de aproximação do valor de referência, característica da ação de controle derivativa.

A aplicação de um controle do tipo I permite a convergência da velocidade de rotação com o valor de referência estabelecido. Contudo, esta convergência é significativamente lenta, especialmente quando está presente carga inercial, representando assim uma grande desvantagem deste tipo de controle. Outra desvantagem é a existência de sobre-elongação (*overshoot*), que é agravada tanto pela presença da carga inercial, quer pela diminuição do parâmetro “tempo integral”.

Tratando-se da combinação linear entre os controles P e I, o controle PI oferece um bom compromisso entre a capacidade de controle e o tempo de convergência para o valor de referência. É possível, com o devido ajuste dos parâmetros ganho proporcional e tempo integral, obter erro nulo a uma referência de velocidade constante num espaço de tempo reduzido. Contudo, tal como acontece nos controles individuais, o aumento exagerado do ganho proporcional ou a diminuição do tempo integral leva à instabilidade do controle e aumento da sobre-elongação, respetivamente. O motor apresenta mais sensibilidade a estes aspetos quando se encontra sujeito ao valor máximo da carga inercial.

O controle PID é bastante semelhante ao controle PI, uma vez que permite um bom controle da velocidade do motor. Uma vez que a ação derivativa adiciona amortecimento ao sistema controlado (proporcional ao tempo derivativo), é possível aumentar o ganho proporcional do controlador, fazendo com que a velocidade do motor convirja mais rapidamente para o valor de referência. Contudo, tal tem o efeito perverso de aumentar a sobre-elongação inicial.

Relativamente ao anterior, o controle PI-D permite uma ligeira diminuição da sobre-elongação verificada, para o mesmo ajuste dos parâmetros de controle.

6 Exercícios de caracterização de elementos da banca

Neste capítulo é feita a descrição dos exercícios de caracterização de elementos eletro-hidráulicos presentes na banca. No total foram criados dois exercícios, englobados sob a designação “Exercícios G”:

- Exercício G1 – Calibração e caracterização da histerese de pressostatos;
- Exercício G2 – Caracterização da dinâmica de eletroválvulas direcionais 4/3.

A programação destes exercícios, tal como os restantes, foi realizada em linguagem LD, recorrendo a instruções de *SET* e *RESET*, com base nos SFC funcionais apresentados no *Anexo D – SFC de programação de exercícios*.

Ao longo do presente capítulo é realizada uma descrição dos exercícios, incluindo as respetivas interfaces gráficas desenvolvidas. São também apresentados e analisados os resultados de cada um deles.

A escolha, pelo utilizador, de um determinado exercício é realizada através da consola gráfica e pressupõe a apresentação de um conjunto de ecrãs com as seguintes informações:

- Descrição geral do exercício;
- Lista de material necessário à montagem do circuito
- Apresentação do circuito hidráulico e respetivas ligações elétricas

Estes ecrãs são disponibilizados no “*Anexo C – Ecrãs de informação de exercícios*”.

6.1 Controlo de pressão

As características funcionais dos dois exercícios pertencentes a este grupo implicaram o desenvolvimento de um sistema de controlo de pressão hidráulica. Este sistema de controlo é materializado através da utilização de uma válvula limitadora de pressão proporcional, comandada eletronicamente pela carta VT2013, e de um transdutor de pressão ligado diretamente a esta.

Dado que se trata de um sistema do tipo 0, foi escolhido um controlador PI, que assegura um erro nulo a referências de pressão constantes. Este controlador foi implementado no autómato recorrendo ao bloco de função respetivo disponibilizado através do *software*.

Na Figura 6.1 é apresentado o diagrama de blocos representativo do controlo de pressão implementado. O bloco “PI” possui incorporado uma função *anti-windup* que não permite que a ação integral se torne muito grande.

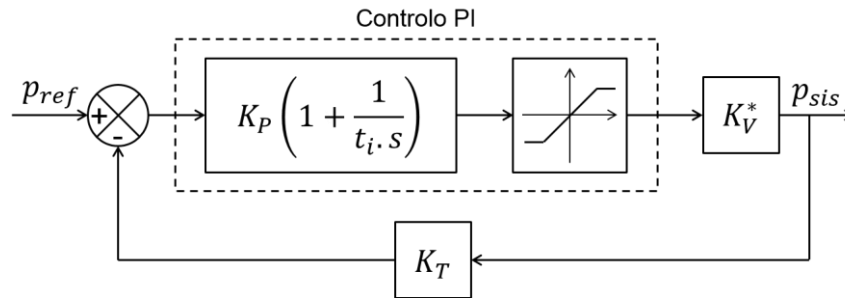


Figura 6.1 - Diagrama de blocos simplificado do controlo de pressão

Legenda: p_{ref} – pressão de referência; p_{sis} – pressão do sistema; K_p – ganho proporcional; t_i – tempo integral; K_T – ganho de *feedback*; K_v^* – ganho da válvula

6.2 Exercício G1 - Calibração e caracterização da histerese de pressostatos

Durante a realização do presente trabalho existiu necessidade de se proceder à calibração dos pressostatos de ajuste mecânico presentes no Módulo de Comandos (referidos no ponto 2.1.3). Por norma, a calibração deste tipo de pressostatos para a sua atuação (ou não atuação) a uma determinada pressão é realizada por tentativa e erro – é necessário verificar a pressão a que ocorre a transição ascendente (ou descendente, se for o pretendido), efetuar o ajuste do pressostato e repetir o procedimento até que seja atingida a pressão desejada para a transição.

O exercício que agora se apresenta foi criado com o intuito de agilizar o processo de calibração dos pressostatos. Através da utilização da hidráulica proporcional, nomeadamente a aplicação de rampas de aumento e diminuição de pressão, é pretendido que se proceda à determinação dos pontos de transição ascendente e descendente dos pressostatos, permitindo efetuar o ajuste pretendido. Desta forma, para além da calibração em si, é possível avaliar a histerese característica deste tipo de sensores.

Ao utilizador é disponibilizada uma opção de pré-calibração dos pressostatos por forma a tornar o processo mais expedito. Esta pré-calibração consiste na definição da pressão de referência de atuação dos pressostatos. A pressão é mantida constante por intermédio do controlador de pressão.

O circuito hidráulico implementado neste exercício encontra-se representado na Figura 6.2:

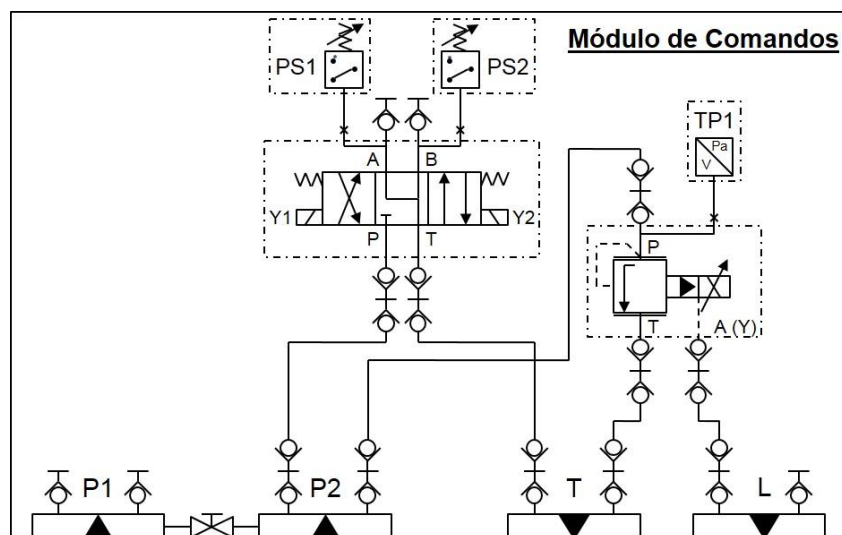


Figura 6.2 - Circuito hidráulico do Exercício G1

Este exercício faz uso dos seguintes elementos:

- Grupo hidráulico 2:
 - Bomba de cilindrada variável até 28 cm³;
- Válvula limitadora de pressão proporcional;
- Eletroválvula direcional de centro em “Y”, com A e B ligados a T:
 - Y1 ligado à ficha S1;
 - Y2 ligado à ficha S2;
- Pressostatos de ajuste mecânico:
 - PS1 ligado à tomada A da válvula direcional;
 - PS2 ligado à tomada B da válvula direcional;
- Transdutor de pressão – TP1

A utilização do grupo hidráulico 2 deve-se ao facto deste permitir uma gama de pressões mais alargada (até 210 bar) do que a permitida pelo grupo 1, cuja pressão máxima se encontra limitada a cerca de 56 bar, e ainda por poder gerar um caudal reduzido como adequado a esta aplicação.

6.2.1 Interface gráfica e funcionalidades

Na Figura 6.3 é apresentado o ecrã de execução desenvolvido para este exercício.



Figura 6.3 – Ecrã de execução do exercício G1

Encontrando-se a central ligada, neste ecrã é possível ao utilizador definir a pressão de referência para calibração dos pressostatos, até um máximo de 135 bar. Uma vez escolhido esse valor é ativado o controlo de pressão, desta forma igualando a pressão da bomba à pressão desejada.

O primeiro passo na calibração e caracterização dos pressostatos consiste na realização de uma pré-calibração: para cada pressostato torna-se necessário o respetivo ajuste mecânico pelo utilizador até que seja verificada a sua transição ascendente - Figura 6.4. Findo este processo, controlo de pressão é desativado. Estão presentes as condições para a realização do processo de caracterização e calibração fina dos pressostatos.



Figura 6.4 – Pré-calibração dos pressostatos

O processo de caraterização consiste no aumento gradual da pressão do circuito até um valor 50 % acima do valor de referência anteriormente definido pelo utilizador, sendo registado o valor de pressão no qual ocorreu a transição ascendente do pressostato. De seguida é realizado o procedimento inverso, sendo registada a pressão na qual ocorre a transição descendente do pressostato. Este processo é repetido quatro vezes para cada pressostato, no fim do qual é calculada a média dos três últimos - Figura 6.5.

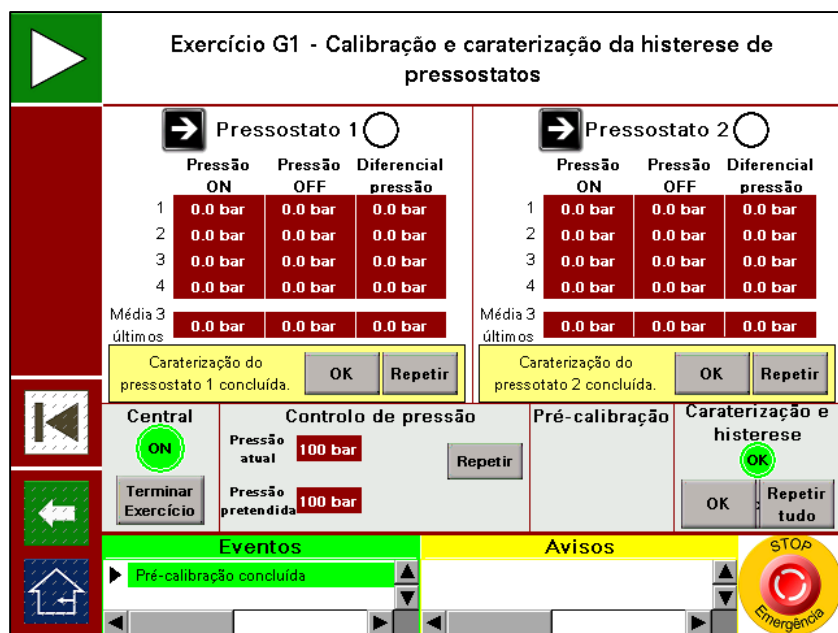


Figura 6.5 – Caraterização da histerese dos pressostatos

Uma vez obtidos os valores de pressão para as transições ascendente e descendente, o utilizador poderá utilizar essa informação para realizar um ajuste mais fino ao pressostato, conforme o comportamento que lhe deseje inculir, e ordenar a repetição do procedimento de caraterização.

6.2.2 Resultados obtidos

Foram realizados ensaios de calibração e de caraterização da histerese dos pressostatos presentes no Módulo de Comandos, a diferentes pressões de referência: 25, 50, 75, 100 e 125 bar. Estes ensaios foram realizados com intuito de averiguar qual a influência da pressão de referência na histerese.

Na Figura 6.6 e na Figura 6.7 encontram-se representados os valores de pressão na transição ascendente e descendente do pressostato 1 e do pressostato 2, respectivamente. Tal como é possível observar, existe elevada regularidade nas transições ascendente e descendente de ambos.

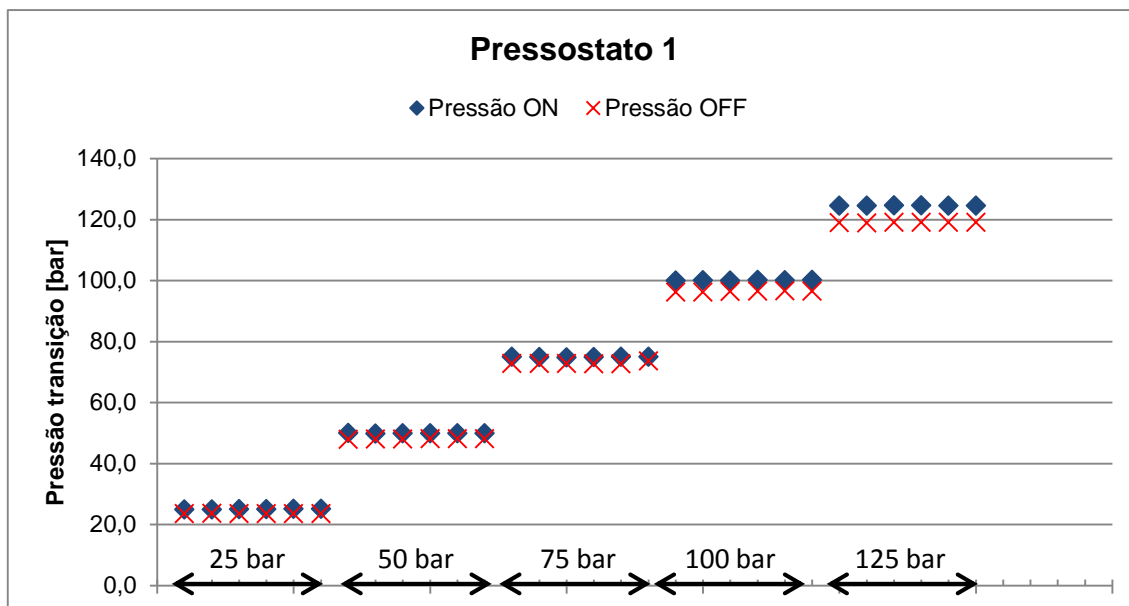


Figura 6.6 - Valores de pressão nas transições ascendente e descendente do pressostato 1

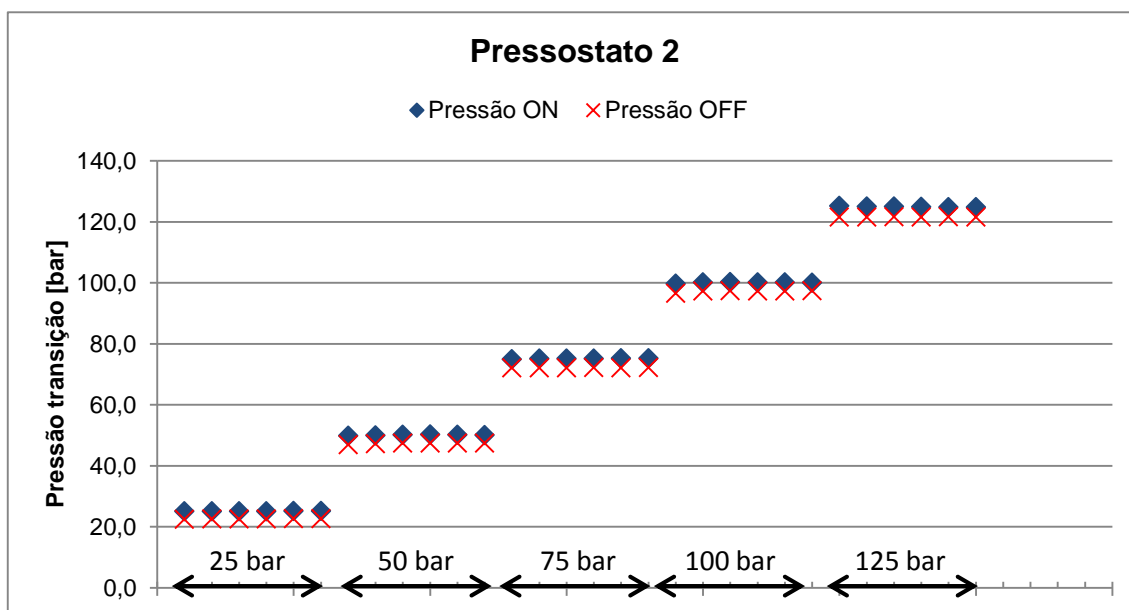


Figura 6.7 - Valores de pressão nas transições ascendente e descendente do pressostato 2

Na Figura 6.8 são representados os valores de histerese verificados nos ensaios realizados. Tal como era esperado, a histerese torna-se mais significativa à medida que a pressão de referência aumenta. Aqui também fica patente a regularidade do valor da histerese para cada valor de pressão de referência. De realçar que a histerese do pressostato 1 é menor para valores de pressão de referência abaixo dos 100 bar, verificando-se uma inversão desta tendência para valores superiores a este.

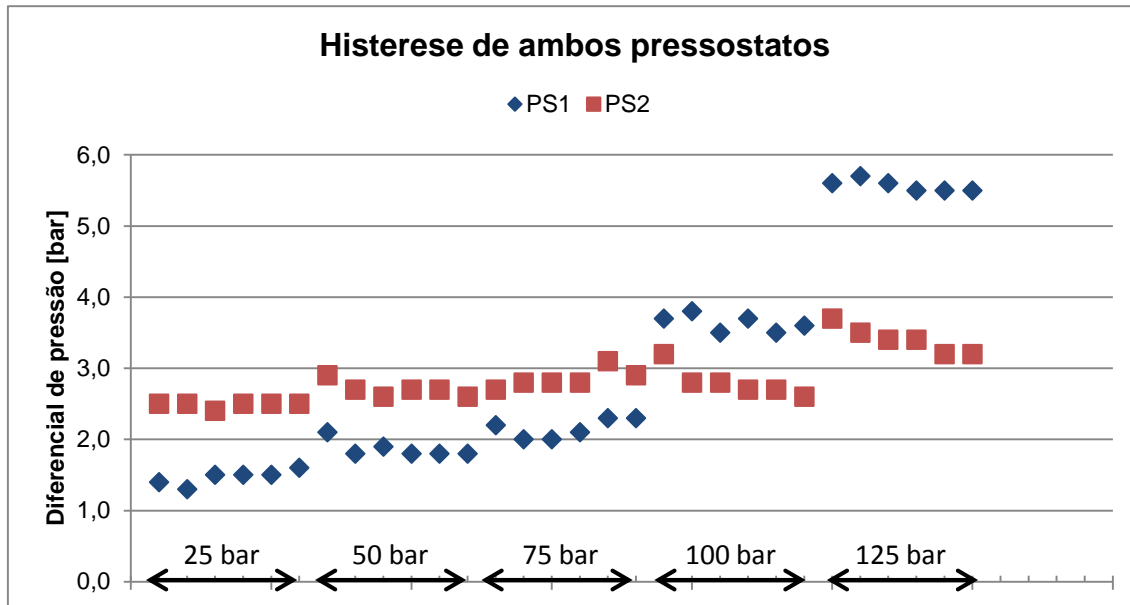


Figura 6.8 - Histerese de ambos os pressostatos

6.3 Exercício G2 - Caracterização da dinâmica de eletroválvulas direcionais 4/3

Com este exercício é pretendida a medição dos tempos de comutação de válvulas direcionais 4/3, assim como a determinação da influência da pressão do circuito nesses valores. Assim, foi implementado o seguinte circuito hidráulico:

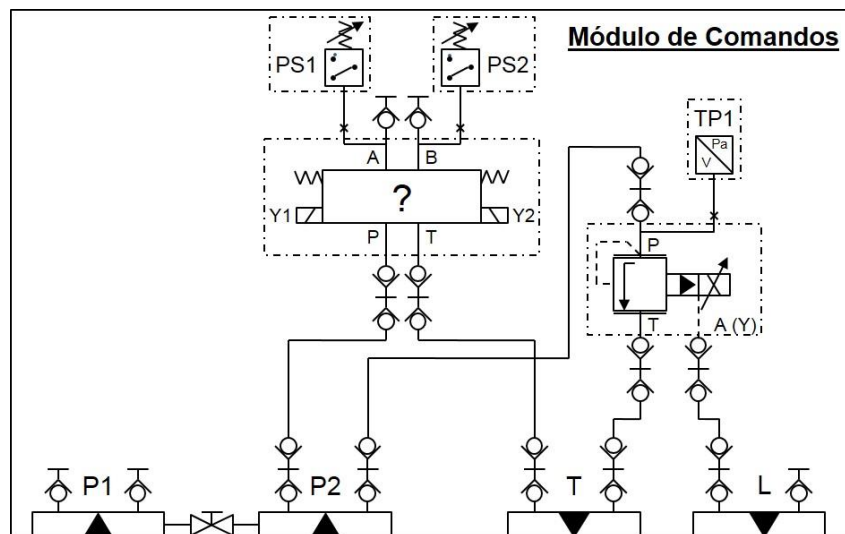


Figura 6.9 - Circuito hidráulico do exercício G2

Este exercício faz uso dos seguintes elementos:

- Grupo hidráulico 2:
 - Bomba de cilindrada variável até 28 cm³;
- Válvula limitadora de pressão proporcional;
- Eletroválvula direcional em análise;
- Pressostatos de ajuste mecânico:
 - PS1 ligado à tomada A da válvula direcional;
 - PS2 ligado à tomada B da válvula direcional;
- Transdutor de pressão – TP1

Uma vez que neste exercício poderá ser utilizada uma válvula direcional com uma qualquer configuração de gaveta, para o seu correto funcionamento é necessário proceder às ligações elétricas à banca de acordo com as figuras seguintes:



Figura 6.10 - Ligações elétricas de válvulas direcionais com diferentes configurações de gaveta

As posições da gaveta são referenciadas da seguinte forma:

Posição central	Posição 1
	Posição 2
	Posição 3

Tabela 6.1 – Posições da válvula direcional

O tempo de comutação da válvula, para cada uma das suas posições, é definido como o tempo que decorre entre a instrução dada pelo autómato e a ativação do respetivo pressostato.

São medidos os tempos de comutação da válvula da posição central para as suas posições extremas, os tempos de comutação entre as suas posições extremas e os tempos de retorno à posição central, de acordo com o seguinte diagrama temporal:

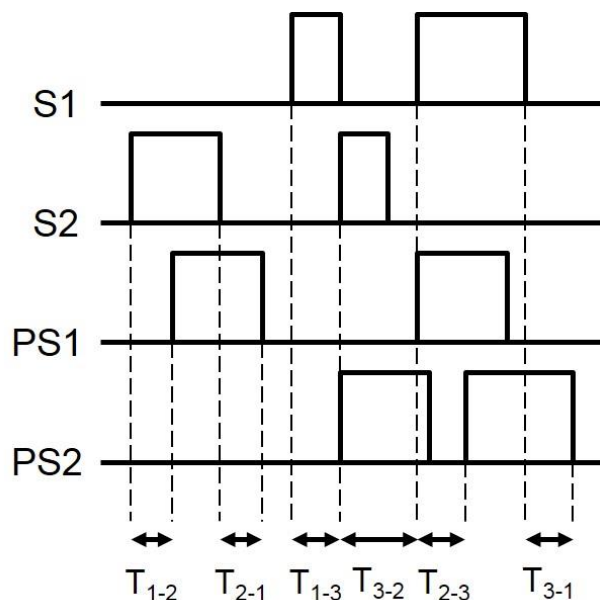


Figura 6.11 - Diagrama temporal do exercício G2

- T_{1-2} – Movimento da gaveta da posição central para a posição 2 - Tempo entre a transição positiva do solenoide S2 e a transição positiva do pressostato 1;
- T_{2-1} – Movimento da gaveta da posição 2 para a posição central - Tempo entre a transição negativa do solenoide S2 e a transição negativa do pressostato 1;

- T_{1-3} – Movimento da gaveta da posição central para a posição 3 - Tempo entre a transição positiva do solenoide S1 e a transição positiva do pressostato 2;
- T_{3-1} – Movimento da gaveta da posição 3 para a posição central - Tempo entre a transição negativa do solenoide S1 e a transição negativa do pressostato 2;
- T_{2-3} – Movimento da gaveta da posição 2 para a posição 3 - Tempo entre a transição positiva do solenoide S1 e a transição positiva do pressostato 2;
- T_{3-2} – Movimento da gaveta da posição 3 para a posição 2 - Tempo entre a transição positiva do solenoide S2 e a transição positiva do pressostato 1.

Esta sequência de ações é realizada quatro vezes, no fim das quais são determinados os valores médios dos últimos três.

6.3.1 Interface gráfica e funcionalidades

A interface gráfica desenvolvida para este exercício é apresentada na Figura 6.12:

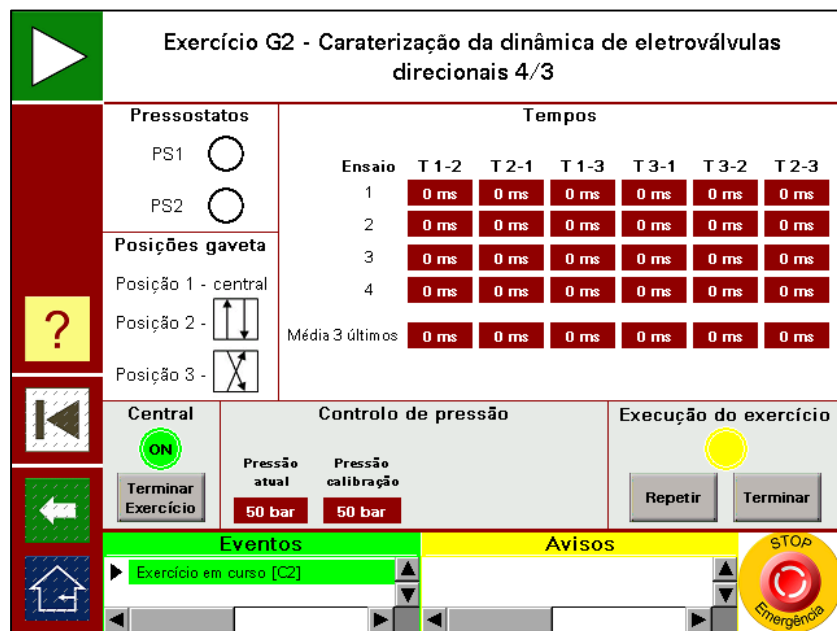


Figura 6.12 - Ecrã de execução do exercício G2

Antes de se iniciar o processo de medição dos tempos de comutação da válvula, é necessário que o utilizador indique a pressão de calibração dos pressostatos (partindo do princípio que estes se encontram devidamente calibrados, através do exercício G1). A pressão do sistema é estabelecida, através do controlo de pressão, 50% acima da pressão de calibração dos pressostatos.

Após cada ciclo de quatro medições, é apresentado o valor médio das três últimas medições. O utilizador poderá optar por repetir o ciclo de medições ou por terminar o exercício, que leva ao encerramento da central hidráulica.

6.3.2 Resultados obtidos

Para este exercício foram realizados vários ensaios com cinco valores distintos de pressão de calibração dos pressostatos (25, 50, 75, 100 e 125 bar). Foi utilizada uma válvula direcional de centro em “Y”, com A e B ligados a T.

Na Figura 6.13 e na Figura 6.14 são apresentados os tempos de comutação entre a posição central e cada uma das posições extremas, para cada valor de pressão de calibração dos pressostatos.

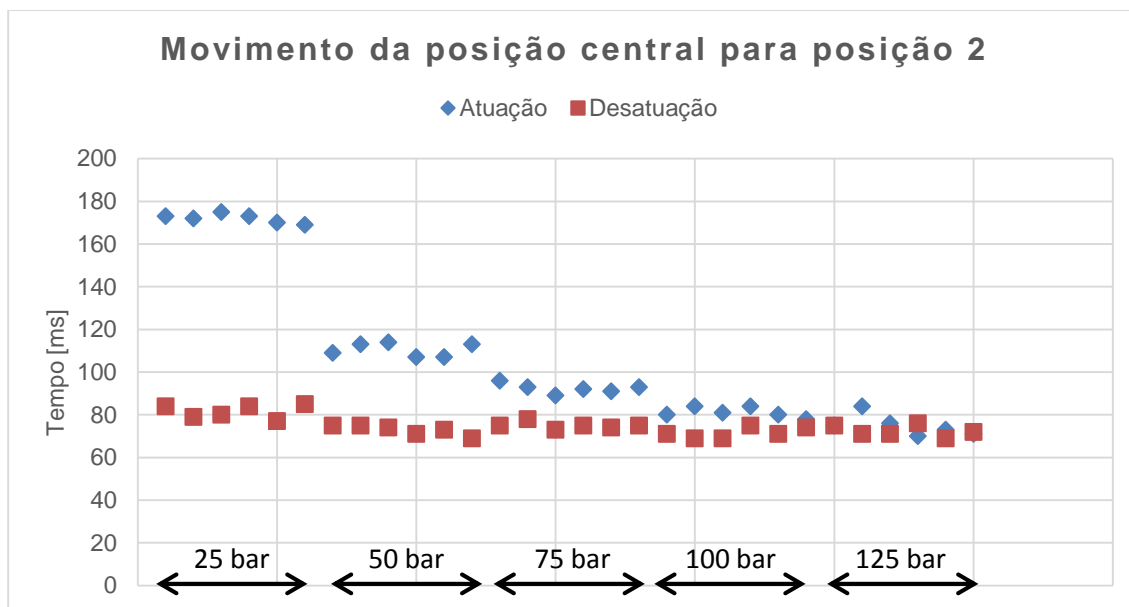


Figura 6.13 – Tempo de movimento da válvula entre a posição central e a posição 2

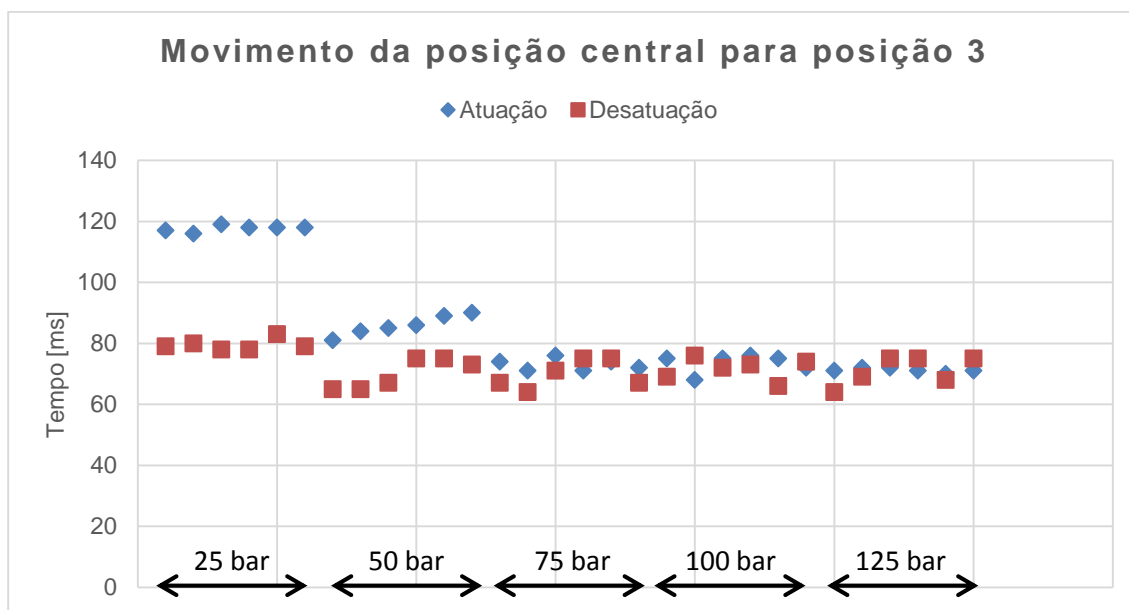


Figura 6.14 – Tempo de movimento da válvula entre a posição central e a posição 3

A observação dos resultados acima representados permite concluir que os tempos de atuação da válvula direcional são claramente influenciados pelo valor da pressão do circuito, sofrendo uma redução com o aumento desta última. Isto deve-se ao facto de, com uma maior pressão, ser exercida uma maior força sobre a gaveta da válvula, implicando uma aceleração também maior da mesma durante o movimento.

Por sua vez, destaca-se a regularidade dos tempos de retorno da válvula à sua posição central em toda a gama de pressões considerada. Este comportamento deve-se ao retorno ser assegurado por uma mola.

Embora os tempos de retorno sejam bastante semelhantes em ambas as posições extremas, verifica-se que os tempos de atuação são bastante distintos no caso do movimento

para a posição 2 ou do movimento para a posição 3, principalmente a pressões relativamente baixas. O movimento para a posição 3 revela-se mais rápido do que o movimento para a posição 2, como evidenciado pela Tabela 6.2:

Pressão calibração PS		25	50	75	100	125
Posição 2	Tempo atuação [ms]	172,0	110,5	92,3	81,2	74,8
	Tempo desatuação [ms]	81,5	72,8	75,0	71,5	72,3
Posição 3	Tempo atuação [ms]	117,7	85,8	73,0	73,5	71,2
	Tempo desatuação [ms]	79,5	70,0	69,8	71,7	71,0

Tabela 6.2 – Tempos médios de movimento da posição central para as posições extremas

A análise da Tabela 6.2 e das figuras Figura 6.13 e Figura 6.14 permite também verificar que, com o aumento da pressão do circuito, os tempos de movimento para as posições extremas da válvula convergem para os valores de tempo de retorno à posição central.

Relativamente aos tempos de movimento da gaveta entre as suas posições extremas, foram obtidos os seguintes resultados:

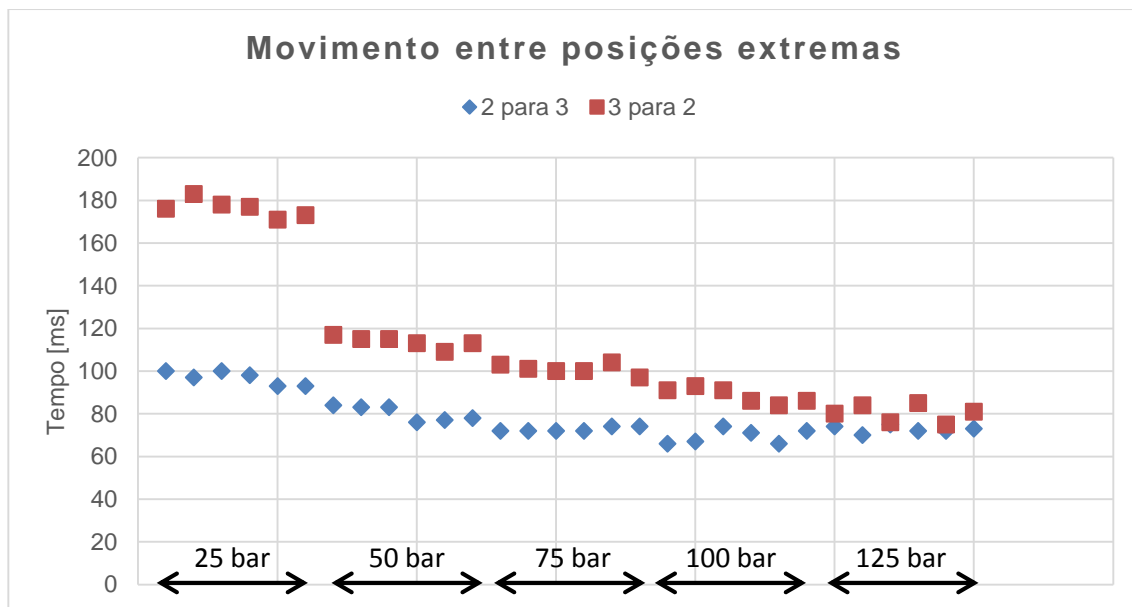


Figura 6.15 – Tempo de movimento da válvula entre posições extremas

Pressão calibração PS	25	50	75	100	125
Posição 2 para 3 [ms]	96,8	80,2	72,7	69,3	72,7
Posição 3 para 2 [ms]	176,3	113,7	100,8	88,5	80,2

Tabela 6.3 – Tempos médios de movimento entre posições extremas

Uma vez mais o movimento para a posição 2 revela-se ser mais lento do que o movimento para a posição 3, especialmente a pressões mais baixas. Com o aumento da pressão, existe uma convergência destes tempos para valores próximos dos valores de tempo de retorno por mola.

Apesar da diferença entre os tempos de comutação entre posições extremas, estes são bastante próximos dos tempos verificados para a comutação a partir da posição central.

7 Conclusões

O principal objetivo desta dissertação consistiu no desenvolvimento de um conjunto de exercícios automatizados de sistemas eletro-hidráulicos na Banca Gustavo Cudell, para utilização como ferramenta de ensino. O desenvolvimento e implementação dos exercícios foram realizados com recurso às capacidades de controlo e comando do autómato programável e da consola gráfica policromática existentes nesta banca óleo-hidráulica. No total foram desenvolvidos 23 exercícios didáticos, distribuídos por sete conjuntos distintos.

A estrutura de programação do autómato e da consola gráfica incluiu toda a estrutura criada no âmbito da recente requalificação tecnológica e do comando do manipulador hidráulico externo, tendo sido realizados as alterações necessárias à sua integração com o trabalho entretanto desenvolvido.

Os três primeiros conjuntos de exercícios desenvolvidos (A, B e C) visam a análise e compreensão detalhadas de sistemas hidráulicos cuja forma de comando é exclusivamente digital, sob diversas condições funcionais. Estes exercícios têm a particularidade de envolverem movimentos aos quais estão associados cargas externas com diferentes características que são comuns em sistemas reais.

No conjunto de exercícios A (atuador linear de duplo efeito simétrico, sujeito a carga inercial ajustável), com a realização do exercício A1 verifica-se que existe elevada regularidade dos movimentos de avanço e de recuo do atuador, para o mesmo ajuste da válvula reguladora de caudal. Verifica-se também que o incremento da carga inercial afeta negativamente a velocidade do atuador.

No exercício A2 é realizado um estudo potenciado do balanço energético no movimento de avanço e de recuo do atuador. É possível verificar que o sucessivo aumento da velocidade de movimento leva a um aumento tanto da potência consumida pelo atuador, como da potência dissipada pela válvula reguladora de caudal. Contudo, a razão entre estas duas potências vem sucessivamente diminuída, fruto da diminuição das forças de atrito com o aumento da velocidade do atuador. O aumento da carga inercial do atuador conduz a uma maior potência consumida para o seu movimento, consequência do aumento das forças de atrito.

Nos dois exercícios seguintes é realizada uma análise dinâmica do atuador quando este é sujeito a uma ordem de paragem (A3) ou a uma ordem de inversão do sentido de movimento (A4). Neles constata-se que, quer o aumento da velocidade do atuador, quer o aumento da carga inercial, levam a um aumento do sobrecurso e do tempo de paragem. A diferença principal entre os dois traduz-se na desaceleração sofrida pelo atuador, para o mesmo ajuste da válvula reguladora de caudal, que é bastante mais acentuada no exercício A4, fruto da frenagem ser assegurada pela inversão do caudal de óleo.

O exercício A5, que resulta da integração de um dos exercícios de demonstração criados durante a recente requalificação tecnológica da banca, permite a medição e correção dos desvios

de curso do atuador durante a sua inversão de sentido de movimento. Verifica-se que esta função é capaz de diminuir significativamente os desvios sob diversas condições quer de velocidade, quer de carga inercial.

No conjunto de quatro exercícios B é realizado o movimento do atuador linear de duplo efeito assimétrico presente no Módulo de Comandos. Este atuador tem a particularidade de lhe ter associado uma carga gravítica, que pode atuar sobre a câmara secundária (exercícios B1 e B3) ou sobre a câmara principal (exercícios B2 e B4).

Nos exercícios B1 e B2 são medidos os tempos de subida e de descida da carga gravítica. A execução destes permite constatar que a relação entre ambos os tempos medidos é aproximadamente igual à razão de áreas do atuador. Nestes exercícios são também medidas as pressões nas câmaras do atuador, em ambos os movimentos. Verifica-se assim que o diferencial de pressão entre as duas câmaras do atuador durante o movimento é definido quer pela razão de áreas do mesmo, quer pelo valor de carga gravítica.

Nos exercícios B3 e B4 é realizada uma análise dinâmica do atuador quando este é sujeito a uma ordem de inversão de movimento. A execução destes permite observar que existe uma regularidade dos tempos de inversão de sentido de movimento, independente do ajuste de velocidade do atuador. Efetuando a comparação entre os dois exercícios é possível verificar que os tempos de inversão são simétricos, isto é, o tempo de inversão na subida no exercício B3 corresponde ao tempo de inversão na descida do exercício B4 e vice-versa. Isto deve-se à diferente configuração de carga utilizada em ambos os exercícios.

No conjunto de exercícios C (motor hidráulico, sujeito a carga inercial ajustável), o exercício C1 permite caracterizar as perdas de carga existentes entre os orifícios do motor hidráulico. A adição de carga inercial ao motor acentua ligeiramente este efeito de perdas. Já a alteração de contrapressão não produz efeitos significativos na velocidade e na perda de carga do motor, exceto quando o seu valor se aproxima demasiado da pressão máxima do circuito.

A execução do exercício C2 permite ao utilizador observar fenómenos de sobrecurso e de choque hidráulico durante a inversão do sentido de rotação do motor, existindo uma relação direta entre estes e a velocidade de rotação e a carga inercial aplicada.

Após o desenvolvimento dos três conjuntos de exercícios apresentados, foram implementados outros três conjuntos (D, E e F), visando incutir ao utilizador uma capacidade de compreensão e análise crítica de sistemas cuja forma de comando é materializada por sinais analógicos. Estes permitem igualmente evidenciar vantagens e desvantagens destes comparativamente à solução de comando digital.

No conjunto de exercícios D (atuador linear de duplo efeito simétrico, sujeito a carga inercial ajustável), a execução do exercício D1 evidencia que a imposição de rampas de aceleração e desaceleração entre dois níveis de velocidade do atuador, embora permita diminuir os efeitos de choque hidráulico, leva ao aumento não só do tempo de ciclo de movimento, como também do curso total percorrido.

Os exercícios D2 e D4 são formalmente idênticos ao já apresentado exercício A2: é realizado um estudo energético do circuito em fonte de pressão (D2) e do circuito em fonte de caudal (D4), durante o movimento do atuador. As conclusões retiradas da execução destes exercícios são semelhantes às obtidas através do seu congénere digital. Destes, destaca-se os menores valores de potência obtidos na execução do exercício D4, para a realização do mesmo tipo de movimento, revelando-se assim uma vantagem do circuito em fonte de caudal.

Os exercícios D3 e D5, formalmente idênticos ao exercício A5, resultam, à semelhança deste último, da incorporação dos dois últimos exercícios de demonstração desenvolvidos no âmbito da recente requalificação tecnológica da banca. Estes permitem avaliar a capacidade de um circuito em fonte de pressão (D3) e de um circuito em fonte de caudal (D5) na compensação dos desvios de curso verificados durante a inversão de sentido de movimento do atuador. Esta função de compensação revela-se capaz de reduzir significativamente os desvios de curso perante diversas condições de carga e de velocidade do atuador em ambos os exercícios. Contudo, estabelecendo uma comparação entre os dois, é possível verificar uma evolução mais lenta na correção dos desvios na execução do exercício D5, evidenciando assim uma desvantagem da utilização do circuito em fonte de caudal.

No conjunto de exercícios E (atuador linear de duplo efeito assimétrico, sujeito a carga gravítica), encontram-se inseridos quatro exercícios de demonstração didática das capacidades da hidráulica proporcional, cada um resultando de distintas combinações de configuração de carga e tipo de circuito hidráulico. Através da alteração independente da velocidade de subida e da velocidade de descida da massa, assim como das respetivas rampas de aceleração e desaceleração, é possível observar a menor capacidade de resposta do circuito em fonte de caudal, comparativamente ao circuito em fonte de pressão, perante a ordem de inversão do sentido de movimento.

O exercício F1 é um exercício de demonstração das capacidades de controlo da velocidade de rotação do motor hidráulico, através da aplicação de diferentes controladores (P, I, PI, PD, PID e PI-D) e da definição dos respetivos parâmetros pelo utilizador. A execução deste exercício permite concluir que, para se obter um bom controlo de velocidade deste tipo de sistema (tipo 0), é sempre necessária a presença de uma ação integral. Por outro lado, a estabilidade da ação de controlo encontra-se associada ao ganho proporcional: quanto maior o valor deste último, maior a instabilidade do controlo. Com a adição de uma ação derivativa é possível observar a existência de uma ação preventiva – uma “travagem” do motor – na aproximação do valor de referência de velocidade.

O último conjunto de exercícios desenvolvido (Exercícios G) engloba a caracterização de alguns elementos eletro-hidráulicos presentes nesta banca óleo-hidráulica. No total fazem parte deste conjunto dois exercícios distintos.

O exercício G1 foi desenvolvido com o intuito de agilizar o processo de calibração de pressostatos de ajuste mecânico, ao mesmo tempo disponibilizando uma ferramenta que permita a caracterização da histerese dos mesmos. Neste exercício é possível assim verificar que o ajuste de pressostatos a uma pressão de referência sucessivamente aumentada leva a que o fenómeno da histerese seja também ele sucessivamente mais significativo.

No exercício G2 é realizada a medição dos tempos de comutação de válvulas direcionais 4/3, a várias pressões de referência, desta forma permitindo averiguar a influência desta sua dinâmica nas instruções de inversão de sentido de movimento, verificadas em exercícios anteriores. A grande conclusão que se retira da execução deste exercício é que os tempos de comutação das válvulas são em grande parte responsáveis pelo não cumprimento imediato das instruções de inversão do sentido de movimento.

7.1 Trabalhos futuros

Concluída a realização da dissertação, são de seguida sugeridos trabalhos futuros, que visam o melhoramento global do funcionamento desta banca óleo-hidráulica, assim como a expansão do seu horizonte de aplicabilidade.

Durante o desenvolvimento e posterior ensaio dos exercícios pertencentes ao conjunto A, constatou-se a possibilidade de os vedantes do atuador linear simétrico se encontrarem em mau estado, introduzindo assim um atrito excessivo durante o movimento deste. Considera-se relevante a averiguação do estado dos vedantes e, caso seja necessário, a sua substituição.

Relativamente aos detetores de fim de curso associados à carga gravítica presente no Módulo de Comandos, sugere-se a alteração da sua posição, por forma a se encontrarem diretamente associados ao atuador linear assimétrico. Isto permitirá a realização de movimentos deste atuador sem carga externa, evidenciando assim diferenças de comportamento que poderão ser ricas em ensinamentos.

A instalação de um taquímetro no motor hidráulico revela-se particularmente interessante, alargando o espectro de possibilidades deste componente. A leitura da velocidade de rotação passaria a ser assegurada por este novo transdutor, permitindo a configuração do codificador angular para a leitura da posição angular do motor.

No Módulo de Comandos da banca é disponibilizado um termómetro digital que fornece informação sobre a temperatura do óleo. De momento, este termómetro não se encontra em funcionamento. Considera-se particularmente útil o restabelecimento do funcionamento deste, uma vez que a temperatura do óleo é um fator que poderá influenciar os resultados obtidos em cada um dos exercícios.

Nesta dissertação foi dada especial atenção ao comando de movimento do atuador linear de duplo efeito simétrico, do atuador linear assimétrico vertical e do motor hidráulico. Em trabalhos futuros, sugere-se o desenvolvimento de exercícios didáticos que envolvam a utilização do conjunto de atuadores de duplo efeito assimétricos conjugados com célula de carga. O comando de movimento deste conjunto envolve a utilização simultânea dos dois grupos hidráulicos, estando assim presente uma potência de acionamento considerável.

Dada a quantidade de componentes hidráulicos disponibilizados pela banca, e as capacidades que esta oferece, sugere-se também o desenvolvimento de novos exercícios que possam ser englobados no conjunto *Exercícios G – Caracterização de elementos da banca*. Estes novos exercícios poderão envolver a determinação experimental da curva característica de válvulas fluxométricas e de válvulas manométricas, ou a caracterização das perdas de carga em tubagens de diferentes comprimentos.

Por fim, sendo esta uma banca onde estão presentes vários elementos sensores e transdutores, é bastante conveniente o futuro desenvolvimento do modo de utilização “*Manutenção*”. Este deverá permitir o acesso às informações que dizem respeito a esses elementos, ao conhecimento das suas características e à possibilidade de efetuar a respetiva calibração.

8 Bibliografia

1. **Fernandes, Sara Fonseca Bazenga.** *Requalificação Tecnológica de Banca Óleo-hidráulica*. 2012. Dissertação do MIEM.
2. **Campos, André Filipe Soares.** *Controlo de Manipulador Hidráulico de Três Eixos*. 2013. Dissertação do MIEM.
3. **Schneider Electric.** *Modicon M340 Using Unity Pro - Discrete Input/Output Modules User Manual*. 2011.
4. —. *Modicon M340 with Unity Pro - Analog Input/Output Modules User Manual*. 2012.
5. —. Magelis HMIGTO 5310 . *Product Data Sheet*. 2013.
6. **Freitas, Francisco.** *Elementos de hidráulica proporcional*. Porto : Hidromática, Soluções de Automação, 1998.
7. **Turolla OpenCircuitGear .** *Gear Motors Group 1, 2 and 3 - Technical Information*. 2010.
8. **Freitas, Francisco.** *Apontamentos de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos*. Porto : FEUP, 2012.
9. **Ogata, Katsuhiko.** *Modern Control Engineering*. 5th Edition. s.l. : Prentice Hall, 2010.
10. **Mannesmann Rexroth.** 4/2 and 4/3- way Proportional Valve, Type 4 WRE. RDE 29 060-01-E/4.87
11. **Schneider Electric.** *Modicon M340 with Unity Pro - Counting Module BMX EHC 0800 User Manual*. 2012.
12. —. *Unity Pro - Program Languages and Structure Reference Manual*. 2009.
13. **Almeida, Fernando Gomes de.** *Apontamentos de Sistemas de Controlo*. Porto : FEUP, 2012.
14. **Gustavo Cudell.** *Formação em Óleo-hidráulica*. Porto : s.n., 1987.

Anexo A – Componentes hidráulicos da Banca

Módulo de Comandos

- 1 Atuador linear de duplo efeito assimétrico, disposto verticalmente, de dimensões 50x28 – 300;
- 1 Acumulador hidráulico de membrana de 0.75 l de capacidade;
- 3 Manómetros de *Bourdon*

Módulo de Atuadores

- Central hidráulica 1
 - Motor elétrico de 7.5 kW de potência;
 - Bomba hidráulica de engrenagem interior com 16 cm³ de cilindrada;
 - Referência da bomba – 1PF2GU1-11/016RE07ME4
- Central hidráulica 2
 - Motor elétrico de 7.5 kW de potência;
 - Bomba hidráulica de êmbolos axiais, de cilindrada variável até 28 cm³;
 - Referência da bomba – A10VSO28 FED/30RPPA 12 NOO
- Central hidráulica de refrigeração do óleo
 - Motor elétrico;
 - Bomba hidráulica de engrenagens exteriores.
- 1 Atuador linear de duplo efeito simétrico, de dimensões 50x36 – 500;
- 2 Atuadores lineares de duplo efeito assimétricos, de dimensões 50x36-500;
- 1 Motor hidráulico de engrenagem exterior:
 - Cilindrada geométrica: 4,3 cm³;
 - Cilindrada efetiva: 4,19 cm³;
 - Referência – TFM 100/4.3 CI 02 (SKM1NN 4.3)
- 1 Vaso de medida;
- 4 Manómetros de *Bourdon*.


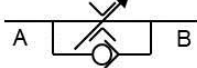

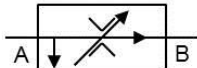
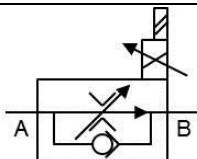
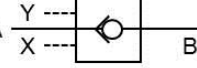

Válvulas direcionais

Descrição	Qtd.	Símbolo	Referência
4/2	2		<i>Mannesman Rexroth</i> 4WE 6 C53/AG24NZ4 4WE 6 D53/AG 24NZ4
4/3, centro em “Y”	1		<i>Mannesman Rexroth</i> 4WE 6 J53/AG24NZ4
4/3, centro aberto	1		<i>Mannesman Rexroth</i> 4WE 6 H53/AG24NZ4
4/3, P ligado a T	1		<i>Mannesman Rexroth</i> 4WE 6 G53/AG24NZ4
4/3, proporcional com feedback	1		<i>Mannesman Rexroth</i> 4WRE 6 E32-11/24Z4/M

Válvulas manométricas

Descrição	Qtd.	Símbolo	Referência
Limitadora de pressão	2		<i>Mannesmann Rexroth</i> DBDH 6 P16/200
Contrapressão	2		<i>Mannesmann Rexroth</i> DZ 6 DP1-51/210XY
Redutora de pressão	1		<i>Mannesmann Rexroth</i> DR 6 DP1-52/75Y
Redutora de pressão proporcional	1		<i>Rexroth</i> 3DREP 6 A-11/45A24NZ4M
Limitadora de pressão proporcional	1		<i>Mannesmann Rexroth</i> DBE6-10/315YG24NZ4M

Válvulas fluxométricas

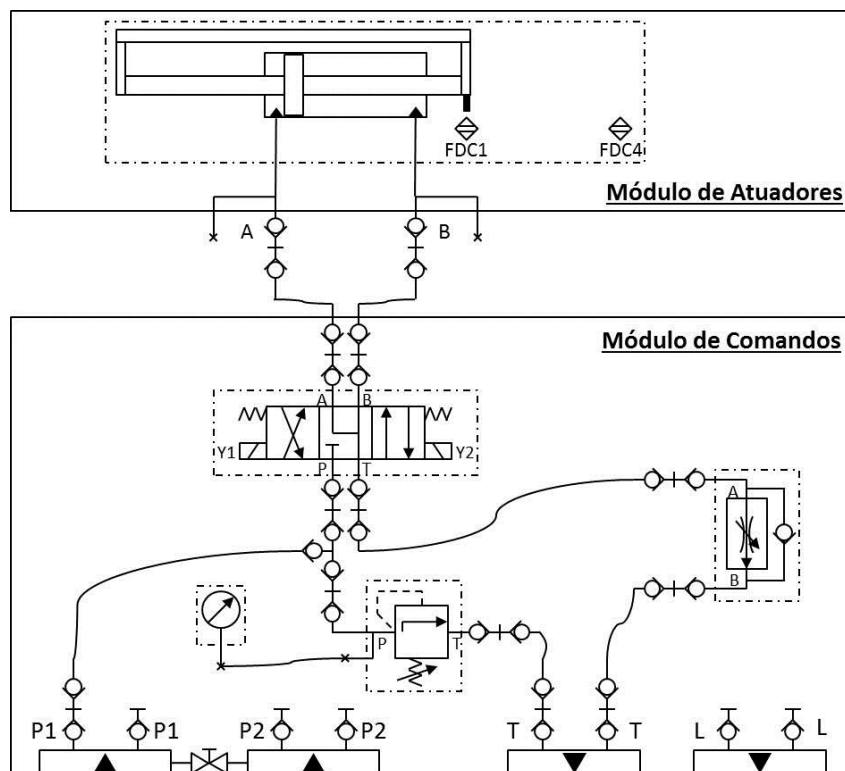
Descrição	Qtd.	Símbolo	Referência
Estranguladora de regulação fina	1		<i>Mannesmann Rexroth</i> F 5 P3-32/10Q
Estranguladora unidirecional	4		Sem referência
Reguladora de caudal de 2 orifícios	1		<i>Rexroth</i> 2FRM 6 76 20/32 QRJ/V
Reguladora de caudal de 3 orifícios	1		<i>Mannesmann Rexroth</i> 3 FRM 10-24/50L
Reguladora de caudal de 2 orifícios proporcional	1		<i>Mannesmann Rexroth</i> 2FRE 6B-21/25QRV
Retenção com pilotagem	2		<i>Mannesmann Rexroth</i> SL 10 PA 1-42 K03
Retenção simples	4		Sem referência

Anexo B – Exercícios de demonstração pré-existentes

Exercício 1 – Comando digital de movimento com circuito em fonte de pressão

Objetivo: Analisar a regularidade de movimentos de vaivém, com diferentes cargas inerciais e diferentes velocidades, e as características de inversão do movimento.

Circuito hidráulico:



Componentes utilizados:

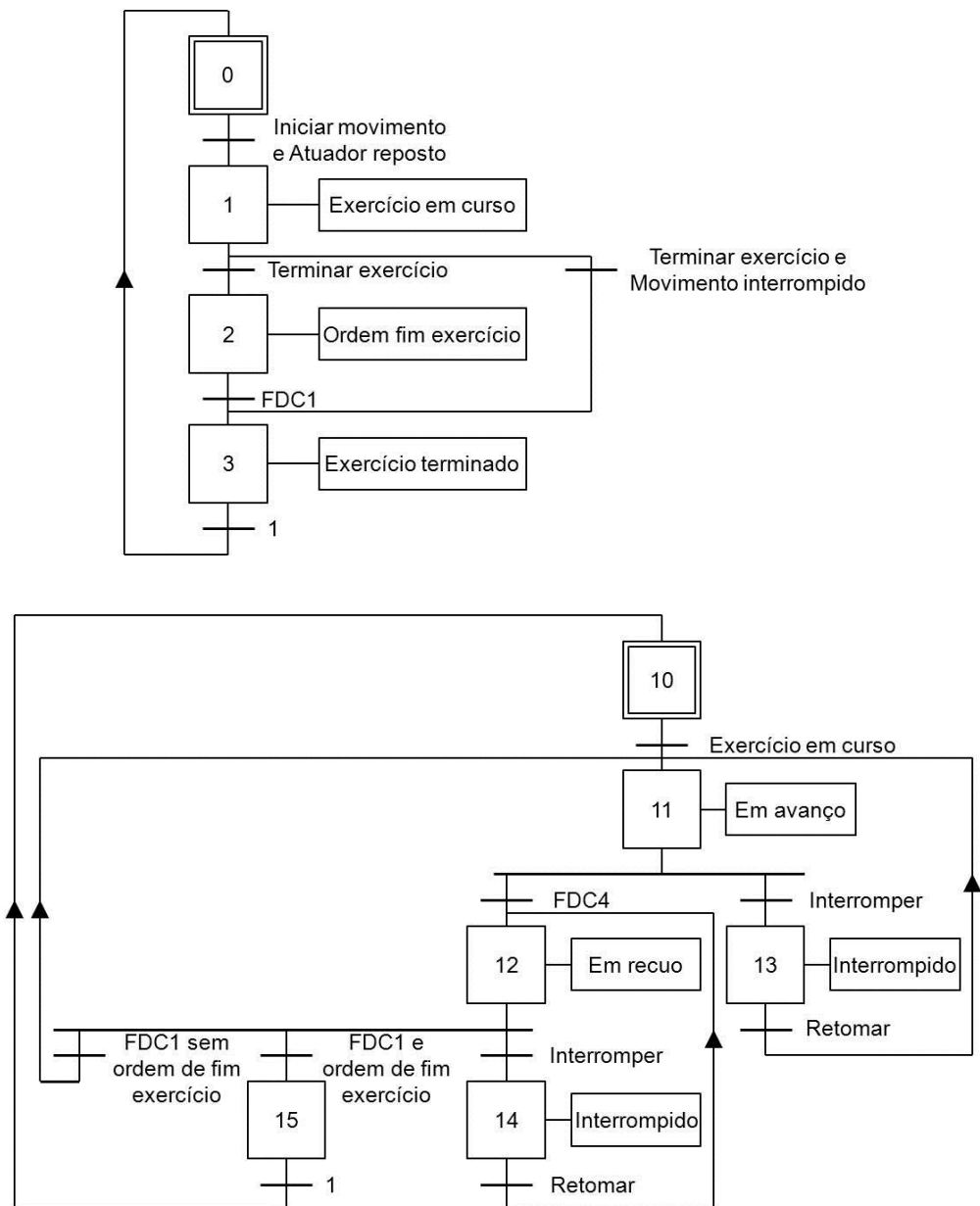
- Grupo hidráulico 1;
- Atuador linear de duplo efeito simétrico;
- Eletroválvula direcional de centro em “Y”, com A e B ligados a T;
- Válvula reguladora de caudal de 2 orifícios.

Notas sobre o exercício:

A colocação da válvula reguladora de caudal em regulação secundária (*meter-out*) permite criar uma contrapressão no atuador, o que induz uma frenagem.

A escolha de uma válvula direcional de centro em “Y” prende-se com a necessidade de garantir uma inversão de movimento menos “brusca” do que o ocorrido no caso de se ter optado por uma válvula direcional de centro fechado.

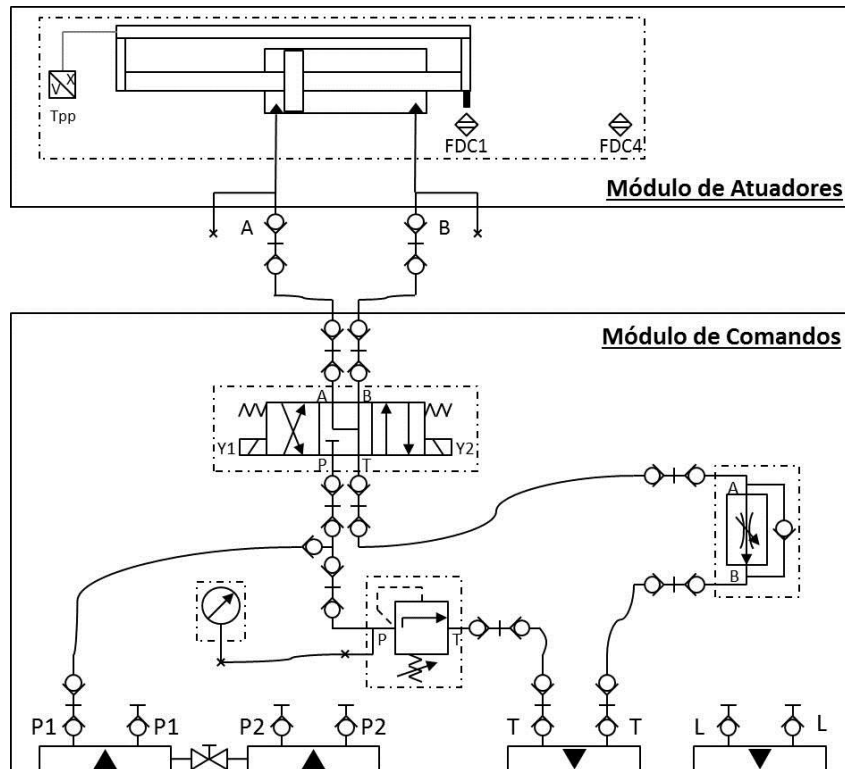
SFC de programação:



Estes SFC foram traduzidos em equações de *SET* e *RESET*, de modo a serem implementados em linguagem LD.

Exercício 2 – Comando digital de movimento, com circuito em fonte de pressão e compensação de sobrecurso

Objetivo: Analisar a regularidade de movimentos de vaivém, com diferentes cargas inerciais e diferentes velocidades, e as características de inversão do movimento, com e sem compensação de sobrecurso.

Circuito hidráulico:*Componentes utilizados:*

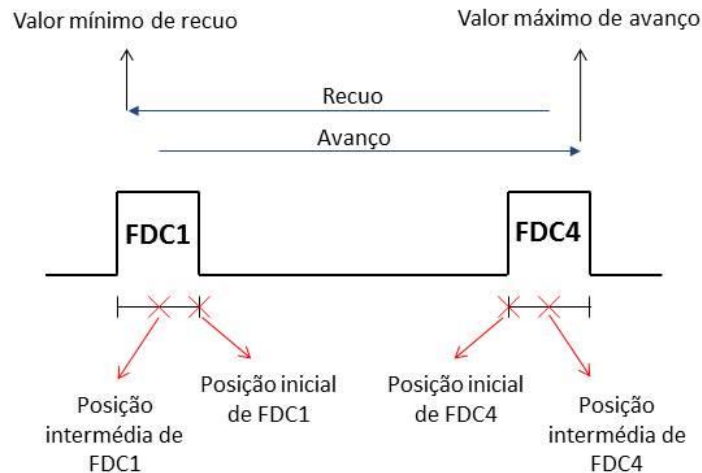
- Grupo hidráulico 1;
- Atuador linear de duplo efeito simétrico;
- Eletroválvula de centro em “Y”, com A e B ligado a T;
- Válvula reguladora de caudal de 2 orifícios;
- Transdutor de posição potenciométrico

Cálculo de compensação de sobrecurso:

De forma a eliminar a existência de um “desvio” quando da inversão do movimento, é necessário realizar uma compensação. Para tal, recorre-se ao transdutor de posição potenciométrico instalado neste atuador linear. A estratégia de correção da inversão do movimento passa por, ciclicamente, se realizar as seguintes tarefas:

1. Leitura do ponto inicial do campo de deteção de cada FDC;
2. Cálculo do ponto médio de cada FDC, em função do seu ponto inicial e do seu campo de deteção (predefinido);
3. Leitura do valor mínimo atingido durante o movimento de recuo e do valor máximo atingido durante o avanço;
4. Cálculo da compensação necessária a efetuar no ciclo seguinte.

Na figura seguinte é apresentado um pequeno esquema que suporta a explicação do funcionamento deste exercício.



Foi considerado como ponto ideal para inversão do movimento a posição média do campo de deteção de cada fim de curso. No entanto, os valores extremos dos movimentos poderão ultrapassar estas posições. Ocorre então um sobrecurso do movimento:

$$\text{sobrecurso efetivo de recuo} = \text{pos. média FDC1} - \text{valor mínimo de recuo}$$

$$\text{sobrecurso efetivo de avanço} = \text{valor máximo de avanço} - \text{pos. média FDC4}$$

É pretendido que haja um sobrecurso ideal, que é calculado da seguinte forma:

$$\text{sobrecurso ideal recuo} = \text{pos. inicial FDC1} - \text{pos. média FDC1}$$

$$\text{sobrecurso ideal avanço} = \text{pos. média FDC4} - \text{pos. inicial FDC4}$$

O desvio ocorrido é determinado pela diferença dos sobrecurso:

$$\text{desvio recuo} = \text{sobrecurso efetivo recuo} - \text{sobrecurso ideal recuo}$$

$$\text{desvio avanço} = \text{sobrecurso efetivo avanço} - \text{sobrecurso ideal avanço}$$

Com base nestas variáveis pode-se calcular a nova posição de comutação da válvula para a inversão do movimento, antecipando-a:

$$\text{pos. inversão recuo} = \text{pos. inversão recuo anterior} + \text{desvio recuo}$$

$$\text{pos. inversão avanço} = \text{pos. inversão avanço anterior} - \text{desvio avanço}$$

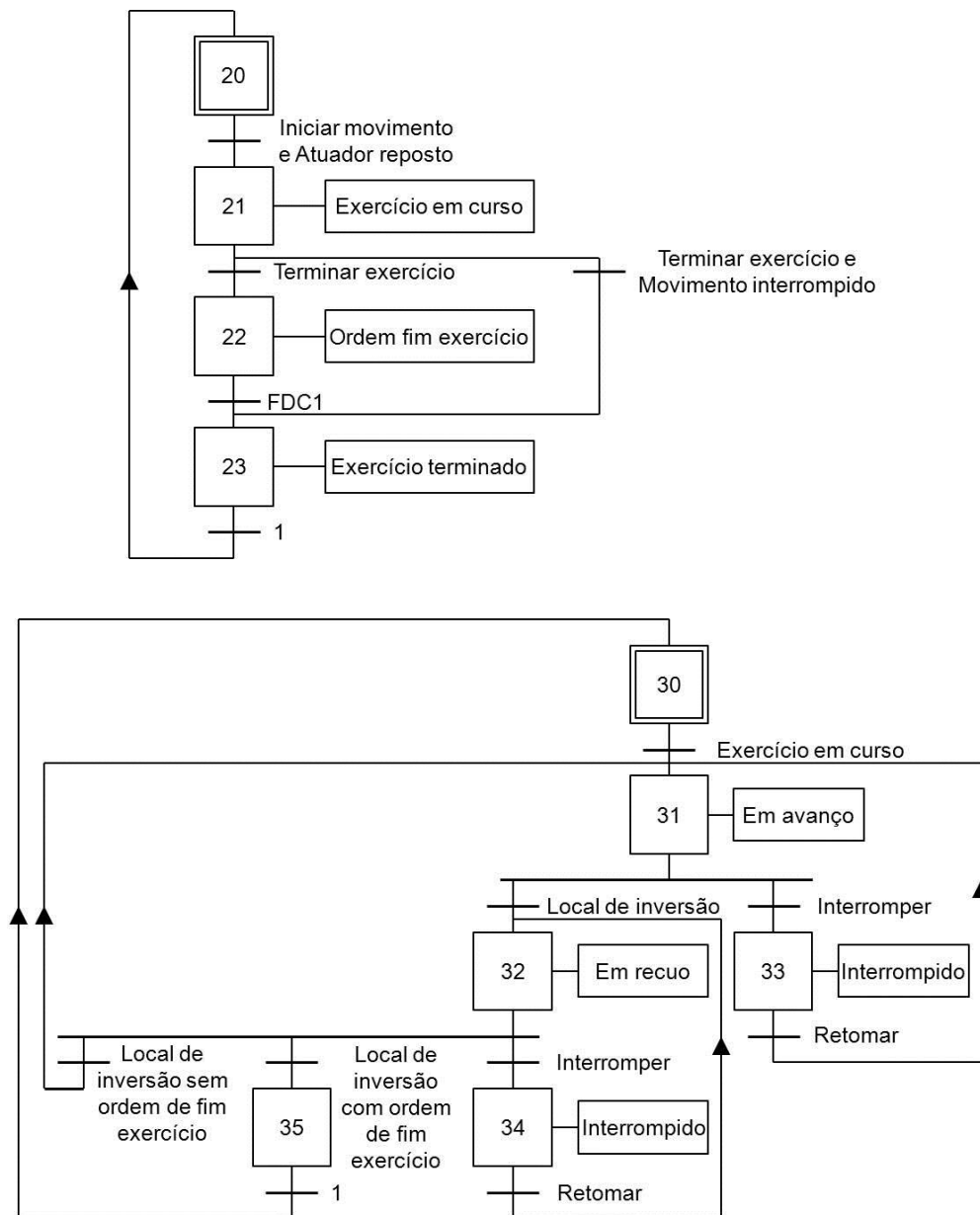
No ciclo seguinte ao da ocorrência de um valor mínimo e consequentemente nova posição de inversão do movimento, utiliza-se o sobrecurso calculado para a realização da denominada compensação do movimento.

A convenção de sinais aplicada deve-se ao facto de se considerar que o valor absoluto da posição cresce de FDC1 para FDC4. Pretende-se que a correção seja efetuada progressivamente por defeito, isto é, apenas se utiliza metade do desvio ocorrido para a determinação da nova posição de comutação do movimento. Desta forma evita-se que, devido a uma possível má leitura dos valores de posição dos fim de curso, haja uma correção com erro excessivo no ciclo seguinte. O inconveniente deste método é o de não corrigir um sobrecurso num único ciclo de movimento.

Esta funcionalidade de compensação pode ser desativada a qualquer momento durante a execução do exercício, passando as inversões dos movimentos a ser originadas pela deteção dos fim de curso, à imagem do que ocorre no Exercício 1. Com isto, sensibiliza-se o utilizador para a variação do comportamento do atuador nos pontos de inversão de movimento, com e sem compensação das posições de inversão.

Aproveitando o conhecimento das posições de inversão do movimento, determina-se a velocidade tanto de avanço como de recuo, nas zonas de movimento a velocidade constante.

SFC de programação:

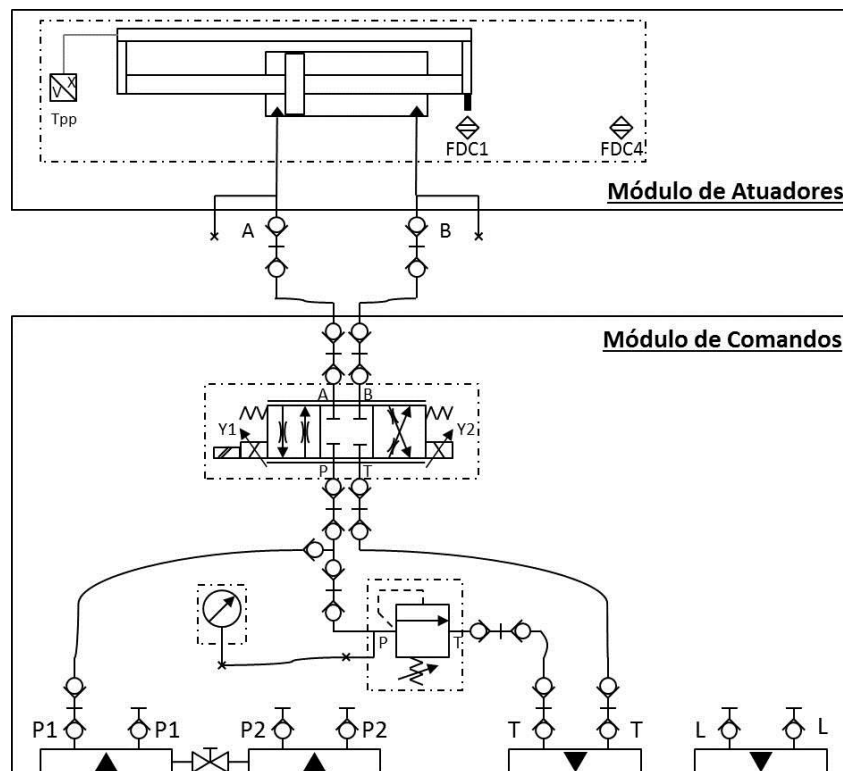


Estes SFC foram traduzidos em equações de *SET* e *RESET*, de modo a serem implementados em linguagem LD.

Exercício 3 – Comando proporcional de movimento, com circuito em fonte de pressão e compensação de sobrecurso

Objetivo: Analisar a regularidade de movimentos de vaivém, com diferentes cargas inerciais e diferentes velocidades, e as características de inversão do movimento, com e sem compensação de sobrecurso. Analisar o efeito de rampas de aceleração/desaceleração do comando proporcional.

Circuito hidráulico:



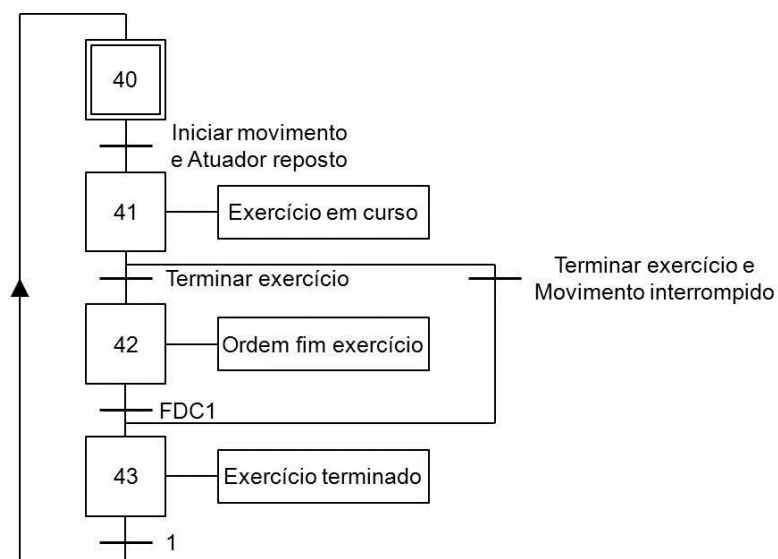
Componentes utilizados:

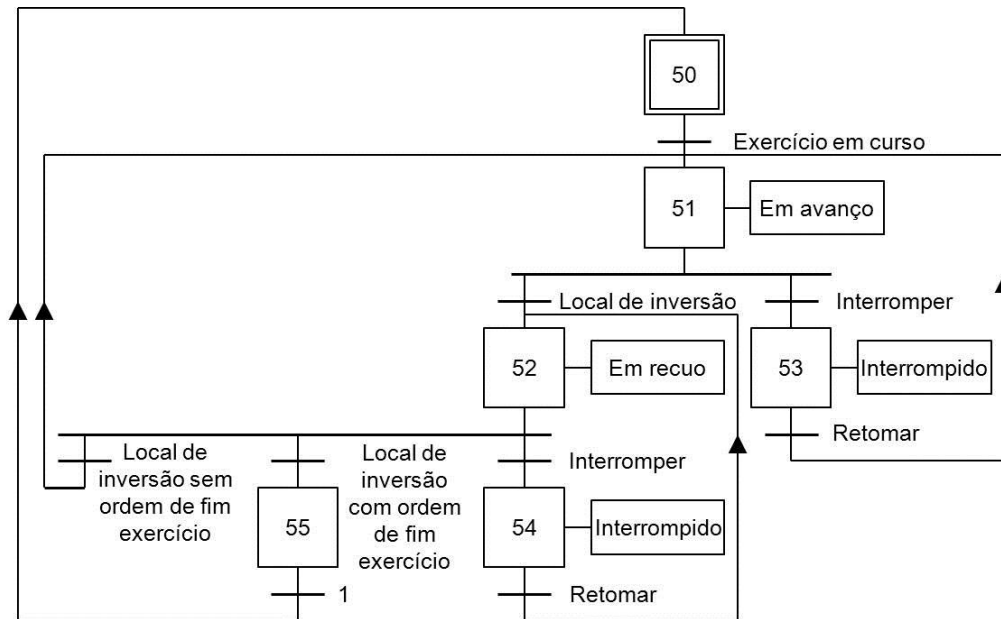
- Grupo hidráulico 1;
- Atuador linear de duplo efeito simétrico;
- Válvula direcional proporcional, de centro fechado;
- Transdutor de posição potenciométrico

Notas sobre o exercício:

O comando da válvula proporcional é realizado por intermédio da carta eletrónica VT5005. Através desta válvula é possível definir não só o sentido do movimento mas também a sua velocidade.

SFC de programação:



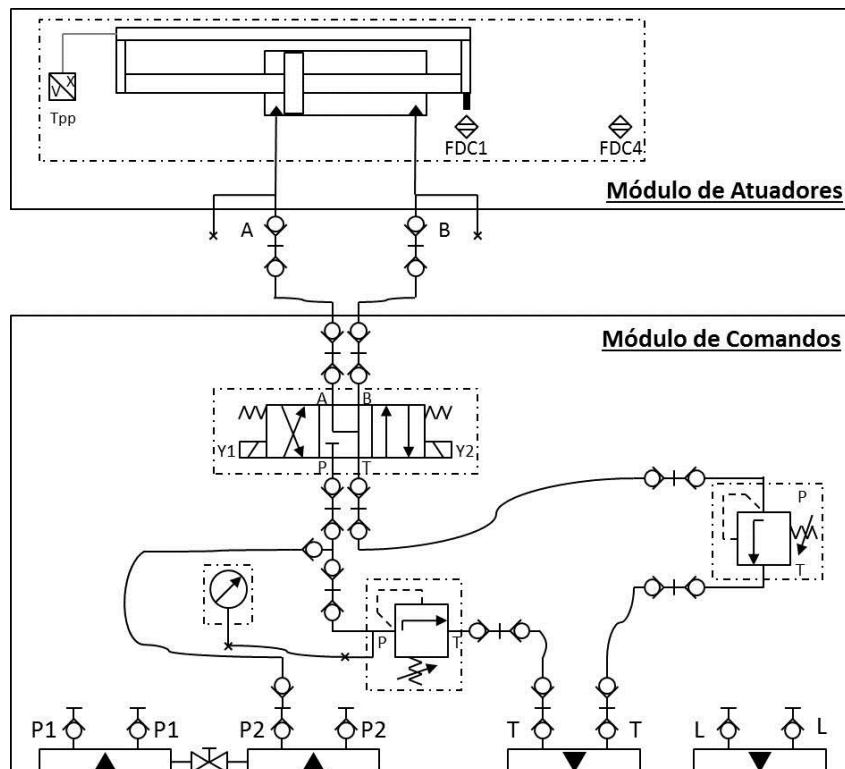


Estes SFC foram traduzidos em equações de *SET* e *RESET*, de modo a serem implementados em linguagem LD.

Exercício 4 – Comando de movimento, com circuito em fonte de caudal

Objetivo: Analisar a regularidade de movimentos de vaivém, com diferentes cargas inerciais e diferentes velocidades, e as características de inversão do movimento, com e sem compensação de sobrecurso, de um circuito em fonte de caudal.

Circuito hidráulico:



Componentes utilizados:

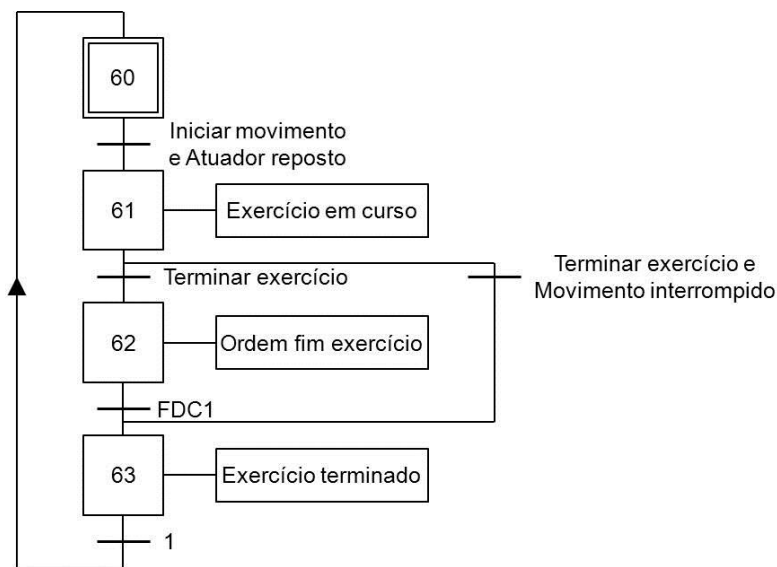
- Grupo hidráulico 2;
- Atuador linear de duplo efeito simétrico;
- Eletroválvula de centro em “Y”;
- Válvula de contrapressão ajustada a cerca de 20 bar;
- Transdutor de posição potenciométrico.

Notas sobre o exercício:

É utilizada uma bomba de cilindrada variável e respetivo comando eletrónico (carta eletrónica *Rexroth VT5036*), como fonte de caudal variável. Pelo facto de se tratar de uma bomba em circuito aberto, é necessário incluir a válvula direcional para definir o sentido de movimento do atuador e a válvula de contrapressão para garantir que este desacelera no ponto de inversão.

É feita a análise e a possibilidade de correção do desvio ocorrido nos movimentos de avanço e de recuo do atuador pela mesma metodologia dos exercícios anteriores, para além do cálculo das velocidades de cada um dos movimentos.

SFC de programação:



- *Seleção de velocidade* (Exercício 3) – regulação do valor de comando da válvula proporcional, entre 0 e 100% (0 a 10V);
- *Seleção da cilindrada da bomba* (Exercício 4) – regulação do valor de comando da bomba, entre 0 e 100%;
- *Ajuste de rampas de aceleração/desaceleração* (Exercício 3 e 4) – regulação das taxas de variação do comando da válvula proporcional nas inversões do movimento;

Todos os exercícios possuem funcionalidades adicionais, implementadas com o objetivo de tornar o sistema mais eficiente e de comportamento robusto. Estas são denominadas *Emergências Específicas* do exercício em causa, permitindo abortar a sua execução. Estas funcionalidades foram programadas na secção “*manipulação*” correspondente a cada exercício:

- *Tempo limite para serem iniciados os movimentos* – a partir do momento em que a central hidráulica está em funcionamento, existe um tempo máximo para que seja dada ordem de início dos movimentos do exercício. Caso seja atingido, o exercício é abortado e é desligada a central hidráulica.
- *Tempo máximo para o movimento estar interrompido* – atingido esse tempo o exercício é abortado e a central desliga-se.
- *Tempo máximo de execução do movimento de avanço ou recuo* – trata-se de uma temporização para atingir cada um dos detetores de fim de curso. A posição dos detetores pode ser alterada a qualquer momento (inclusivamente removidos do Módulo de Atuadores) e, por isso, foi definido um valor máximo para atingir cada um deles. No caso de ser verificada, é gerado um erro que fará com que a execução do exercício seja abandonada e a central hidráulica desligada.
- *Condição de ambos os FDC estarem atuados* – significa falha de um deles, o que resulta no término do exercício.

Anexo C – Ecrãs de informação de exercícios

Exercícios A

Exercícios A - Comando digital de movimento de atuador linear simétrico sujeito a carga inercial ajustável

Introdução

Neste grupo de exercícios é realizado o comando de movimento do atuador linear de duplo efeito simétrico presente no Módulo de Atuadores, usando comandos digitais. Este atuador encontra-se sujeito a uma carga inercial por intermédio da mesa móvel a ele associada. O valor da carga pode ser variado entre 100 e 300 kg. A velocidade do movimento de avanço e de recuo do atuador é também ajustável pelo utilizador, através do ajuste manual de uma válvula reguladora de caudal. Pretende-se assim analisar as características de movimento do conjunto atuador e mesa móvel perante diferentes condições de carga e de velocidade.

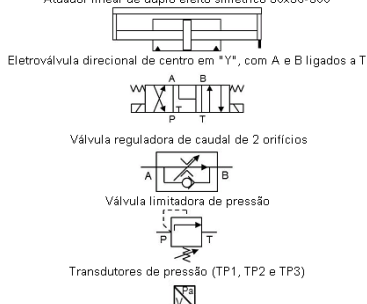


Ecrã 1 – introdução ao conjunto de exercícios A

Exercícios A - Comando digital de movimento de atuador linear simétrico sujeito a carga inercial ajustável

Lista de material necessário

Central hidráulica 1 - bomba de cilindrada fixa de 16 cm³
 Atuador linear de duplo efeito simétrico 50x36-500



Eletroválvula direcional de centro em "Y", com A e B ligados a T

Válvula reguladora de caudal de 2 orifícios

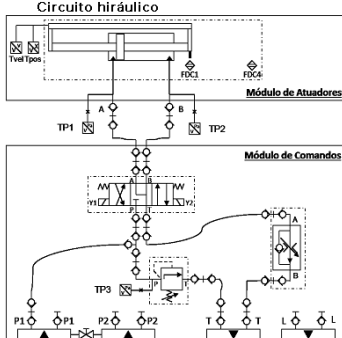
Válvula limitadora de pressão

Transdutores de pressão (TP1, TP2 e TP3)

Ecrã 2 – lista de material necessário à montagem do circuito hidráulico

Exercícios A - Comando digital de movimento de atuador linear simétrico sujeito a carga inercial ajustável

Circuito hidráulico



Ligação saídas digitais:
 Y1 - movimento de recuo - ligação à ficha S1
 Y2 - movimento de avanço - ligação à ficha S2

Por favor verifique as ligações do circuito hidráulico

Ecrã 3 – apresentação do circuito hidráulico

Exercícios A - Comando digital de movimento de atuador linear simétrico sujeito a carga inercial ajustável

Escolha do exercício

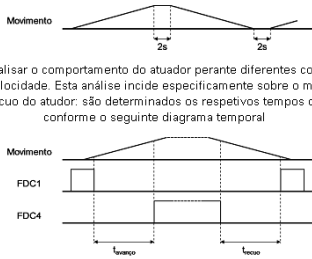
1 - Análise do movimento de avanço e de recuo	Escolher
2 - Estudo de potência e eficiência	Escolher
3 - Dinâmica de paragem do atuador	Escolher
4 - Movimento de vaivém: análise das inversões	Escolher
5 - Movimento de vaivém: compensação de desvios nas inversões	Escolher

Ecrã 4 – escolha do exercício pretendido

Exercício A1 - Análise do movimento de avanço e recuo

Informação sobre o exercício

Neste exercício são executados movimentos de vaivém do atuador linear simétrico, conforme o seguinte diagrama temporal:



Pretende-se analisar o comportamento do atuador perante diferentes configurações de carga e de velocidade. Esta análise incide especificamente sobre o movimento de avanço e de recuo do atuador: são determinados os respetivos tempos de movimento, conforme o seguinte diagrama temporal

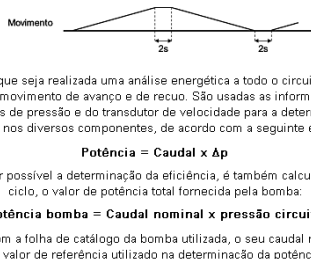
Para estes movimentos são igualmente determinados as respetivas velocidades do atuador e os caudais de óleo envolvidos.

Exercício A1 – ecrã de informação

Exercício A2 - Estudo de potência e eficiência durante o movimento de avanço e de recuo

Informação sobre o exercício

Neste exercício são executados movimentos de vaivém do atuador linear simétrico, conforme o seguinte diagrama temporal:



Pretende-se que seja realizada uma análise energética a todo o circuito hidráulico, durante o movimento de avanço e de recuo. São usadas as informações dos transdutores de pressão e do transdutor de velocidade para a determinação de potências, nos diversos componentes, de acordo com a seguinte expressão:

Potência = Caudal x Δp

De modo a ser possível a determinação da eficiência, é também calculado, em cada ciclo, o valor de potência total fornecida pela bomba:

Potência bomba = Caudal nominal x pressão circuito

De acordo com a folha de catálogo da bomba utilizada, o seu caudal nominal é 24 l/min. É este o valor de referência utilizado na determinação da potência da bomba. O valor de pressão do circuito é ajustável pelo utilizador por intermédio da válvula limitadora de pressão

Exercício A2 – ecrã de informação

Exercício A3 - Dinâmica de paragem do atuador

Informação sobre o exercício

Neste exercício são executados movimentos de vaivém do atuador linear simétrico, conforme o seguinte diagrama temporal:

Neste exercício é pretendida uma análise à dinâmica do atuador quando é dada a ordem para a sua paragem, perante diferentes configurações de carga e de velocidade.

Sempre que o atuador atinge qualquer um dos detetores de fim de curso, esta pára e são determinados:

- > O desvio posicional relativamente ao ponto de reconhecimento do sensor (sobrecurso)
- > O tempo efetivo de paragem

Exercício A3 – ecrã de informação 1

Exercício A3 - Dinâmica de paragem do atuador

Informação sobre o exercício

Sempre que o atuador atinge qualquer um dos detetores de fim de curso, esta pára e são determinados:

- > A desaceleração sofrida
- > As pressões verificadas nas duas câmaras do atuador no início da paragem

Exercício A3 – ecrã de informação 2

Exercício A4 - Movimento cíclico: análise das inversões de movimento

Informação sobre o exercício

Neste exercício são executados movimentos de vaivém do atuador linear simétrico, conforme o seguinte diagrama temporal:

Neste exercício é pretendida uma análise à dinâmica do atuador quando é dada a ordem para a inversão do sentido de movimento, perante diferentes configurações de carga e de velocidade.

Sempre que o atuador atinge qualquer um dos detetores de fim de curso, é dada uma ordem imediata de inversão de movimento, sendo então determinados:

- > O desvio posicional máximo relativamente ao ponto de reconhecimento do sensor (sobrecurso)

Exercício A4 – ecrã de informação 1

Exercício A4 - Movimento cíclico: análise das inversões de movimento

Informação sobre o exercício

Sempre que o atuador atinge qualquer um dos detetores de fim de curso, é dada uma ordem imediata de inversão de movimento, sendo então determinados:

- > O tempo total de inversão
- > O tempo de paragem do atuador durante a inversão
- > A desaceleração sofrida
- > As pressões verificadas nas duas câmaras do atuador no início da inversão de movimento

Exercício A4 – ecrã de informação 2

Exercício A5 - Movimento cíclico: compensação dos desvios de curso ocorridos nas inversões

Informação sobre o exercício

Neste exercício são executados movimentos de vaivém do atuador linear simétrico, conforme o seguinte diagrama temporal:

É pretendido que o utilizador analise as características de inversão do sentido de movimento perante diversas condições de carga e de velocidade. Esta análise incide sobre os desvios de posição verificados durante as inversões, relativamente ao ponto médio de atuação dos sensores de fim de curso, determinados com recurso a um transdutor de posição potenciométrico. Esta informação poderá ser depois utilizada para realizar uma compensação desses desvios.

A descrição da função de compensação é realizada no ecrã seguinte.

Exercício A5 – ecrã de informação 1

Exercício A5 - Movimento cíclico: compensação dos desvios de curso ocorridos nas inversões

Compensação de sobrecurso

O cálculo da compensação de sobrecurso faz uso do transdutor de posição potenciométrico associado ao atuador linear simétrico do Módulo de Atuadores. Quando esta opção se encontra ativa, são realizadas, de forma cíclica, as seguintes tarefas:

- 1 - Leitura do ponto inicial do campo de deteção de cada FDC;
- 2 - Cálculo do ponto médio de cada FDC, em função do seu ponto inicial e do seu campo de deteção (predefinido);
- 3 - Leitura do valor mínimo atingido durante o movimento de recuo e do valor máximo atingido durante o avanço;
- 4 - Cálculo da compensação necessária a efetuar no ciclo seguinte.

Exercício A5 – ecrã de informação 2

Exercícios B

Exercícios B - Comando digital de movimento de atuador linear assimétrico sujeito a carga gravítica

Introdução

Este conjunto de exercícios realiza o comando digital de movimento do atuador linear de duplo efeito assimétrico presente no Módulo de Comandos. Este atuador encontra-se sujeito a uma carga gravítica, de valor fixo (100 kg) por intermédio de um cabo.

A carga pode assumir duas configurações distintas: carga atuante na câmara secundária e carga atuante na câmara principal. As duas configurações são obtidas através da disposição do cabo nas roldanas associadas, como será explicado no ecrã seguinte.

Pretende-se assim efetuar uma análise às características de movimento deste atuador, perante diferentes configurações de carga e diferentes condições de velocidade, sensibilizando o utilizador para as particularidades de movimento desta solução..

Ecrã 1 – introdução ao grupo de exercícios B

Exercícios B - Comando digital de movimento de atuador linear assimétrico sujeito a carga gravítica

Escolha da configuração de carga

Carga atuante na câmara secundária

Configuração no Módulo de Comandos

Configuração equivalente

Carga atuante na câmara principal

Configuração no Módulo de Comandos

Configuração equivalente

Escolher

Ecrã 2 – escolha da configuração de carga

Exercícios B - Comando digital de movimento de atuador linear assimétrico sujeito a carga gravítica

Lista de material necessário

Grupo hidráulico 1 - bomba de cilindrada fixa de 16 cm³

Atuador linear de duplo efeito assimétrico 50x28-300

Válvula reguladora de caudal de 2 orifícios

Válvula limitadora de pressão

Transdutores de pressão (TP1, TP2 e TP3)

Eletroválvula direcional de centro em "Y", com A e B ligados a T

Ecrã 3 – lista de material necessário à montagem do circuito hidráulico

Exercícios B - Comando digital de movimento de atuador linear assimétrico sujeito a carga gravítica

Circuito hidráulico

Ligação saídas digitais:
Y1 - movimento de subida da massa - ligação à ficha S1
Y2 - movimento de descida da massa - ligação à ficha S2

Por favor verifique as ligações do circuito hidráulico

Ecrã 4 – apresentação do circuito hidráulico – carga atuante na câmara secundária

Exercícios B - Comando digital de movimento de atuador linear assimétrico sujeito a carga gravítica

Circuito hidráulico

Ligação saídas digitais:
Y1 - movimento de descida da massa - ligação à ficha S1
Y2 - movimento de subida da massa - ligação à ficha S2

Por favor verifique as ligações do circuito hidráulico

Ecrã 4 – apresentação do circuito hidráulico – carga atuante na câmara principal

Exercícios B - Comando digital de movimento de atuador linear assimétrico sujeito a carga gravítica

Escolha do exercício

- 1 - Movimento de subida e descida da massa com carga atuante na câmara secundária
- 2 - Movimento de subida e descida da massa com carga atuante na câmara principal
- 3 - Inversões de movimento com carga atuante na câmara secundária
- 4 - Inversões de movimento com carga atuante na câmara principal

Ecrã 5 – escolha do exercício pretendido

Exercício B1 - Movimento de subida e descida da massa com carga atuante na câmara secundária

Descrição do exercício:

Neste exercício é pretendido avaliar o movimento de subida e de descida da massa associada ao atuador assimétrico, na configuração de carga atuante sobre a câmara secundária, perante diferentes condições de velocidade. A velocidade é ajustável por intermédio da válvula reguladora de caudal de dois orifícios. Assim, são determinados os tempos de subida e de descida, segundo o seguinte diagrama temporal:

Para além dos tempos referidos, são também determinadas as pressões em ambas as câmaras do atuador, para cada movimento de subida e de descida da massa.

Exercício B1 – ecrã de informação

Exercício B2 - Movimento de subida e descida da massa com carga atuante na câmara principal

Descrição do exercício:

Neste exercício é pretendido avaliar o movimento de subida e de descida da massa associada ao atuador assimétrico, na configuração de carga atuante sobre a câmara principal, perante diferentes condições de velocidade. A velocidade é ajustável por intermédio da válvula reguladora de caudal de dois orifícios. Assim, são determinados os tempos de subida e de descida, segundo o seguinte diagrama temporal:

Para além dos tempos referidos, são também determinadas as pressões em ambas as câmaras do atuador, para cada movimento de subida e de descida da massa.

Exercício B2 – ecrã de informação

Exercício B3 - Análise das inversões de movimento com carga atuante na câmara secundária

Descrição do exercício:

Neste exercício pretende-se avaliar o comportamento do atuador quando é sujeito a um movimento cíclico contínuo, nomeadamente ao nível das inversões de sentido de movimento. Como tal, são determinados os respetivos tempos de inversão. Estes são definidos como o tempo que decorre entre um detetor de fim de curso ser comutado e ocorrer novamente a sua comutação já no sentido contrário de movimento, conforme os seguintes diagramas temporais:

Exercício B3 – ecrã de informação

Exercício B4 - Análise das inversões de movimento com carga atuante na câmara principal

Descrição do exercício:

Neste exercício pretende-se avaliar o comportamento do atuador quando é sujeito a um movimento cíclico contínuo, nomeadamente ao nível das inversões de sentido de movimento. Como tal, são determinados os respetivos tempos de inversão. Estes são definidos como o tempo que decorre entre um detetor de fim de curso ser comutado e ocorrer novamente a sua comutação já no sentido contrário de movimento, conforme os seguintes diagramas temporais:

Exercício B4 – ecrã de informação

Exercícios C

Exercícios C - Comando digital de movimento de motor hidráulico sujeito a carga inercial ajustável

Introdução

Neste conjunto de exercícios é realizado o comando do movimento do motor hidráulico presente no Módulo de Atuadores. Este motor encontra-se sujeito a uma carga inercial ajustável, através da colocação de discos metálicos no seu eixo. O momento de inércia de cada disco é $25,4 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2$. No total existem três discos.

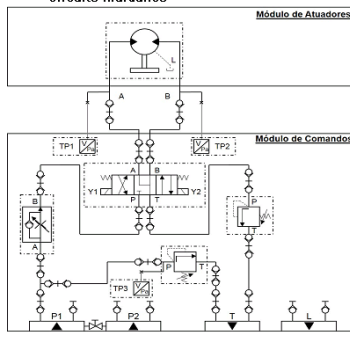
É pretendido com este conjunto de exercícios evidenciar e analisar características do movimento do motor hidráulico, realizado com comando digital, perante diferentes condições de carga e de velocidade.



Ecrã 1 – introdução ao grupo de exercícios C

Exercícios C - Comando digital de movimento de motor hidráulico sujeito a carga inercial ajustável

Circuito hidráulico



Ligação saídas digitais:
Y1 - rotação B para A - ligação à ficha S1
Y2 - rotação A para B - ligação à ficha S2

Por favor verifique as ligações do circuito hidráulico

Ecrã 3 – apresentação do circuito hidráulico

Exercício C1 - Velocidade e perdas de carga do motor hidráulico

Descrição do exercício:

Neste exercício o motor hidráulico é colocado em rotação e é medida a respetiva velocidade, através do codificador angular a ele associado. Partindo desta informação é calculado automaticamente o valor do caudal que o atravessa.

Por intermédio dos transdutores de pressão ligados aos orifícios do motor, é ainda calculadas as perdas de carga internas.

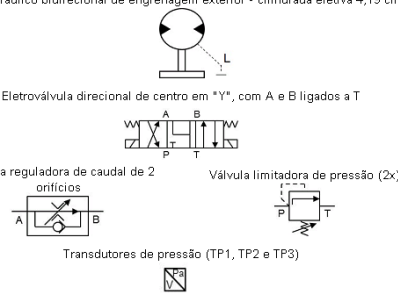
Tirando partido da capacidade de alteração de velocidade de rotação, de carga hidráulica aplicada ao motor e de carga inercial que este circuito oferece, pretende-se beneficiar da interdependência entre os diversos parâmetros no movimento do motor.

Exercício C1 – ecrã de informação

Exercícios C - Comando digital de movimento de motor hidráulico sujeito a carga inercial ajustável

Lista de material necessário

Grupo hidráulico 1 - bomba de cilindrada fixa de 16 cm^3
Motor hidráulico bidirecional de engrenagem exterior - cilindrada efetiva $4,19 \text{ cm}^3$



Eletroválvula direcional de centro em "Y", com A e B ligados a T

Válvula reguladora de caudal de 2 orifícios

Válvula limitadora de pressão (2x)

Transdutores de pressão (TP1, TP2 e TP3)

Ecrã 2 – lista de material necessário

Exercícios C - Comando digital de movimento de motor hidráulico sujeito a carga inercial ajustável

Escolha do exercício

1 - Velocidade e perdas de carga do motor hidráulico

2 - Dinâmica de inversão do sentido de rotação

Escolher

Escolher

Ecrã 4 – escolha do exercício pretendido

Exercício C2 - Dinâmica de inversão do sentido de rotação

Descrição do exercício:

Este é um exercício de demonstração didática onde se pode observar a capacidade de resposta do motor perante sucessivos ordens de inversão do seu sentido de movimento. Dada a natureza do comando utilizado, são também evidenciados fenómenos transitórios, tais como a ocorrência de sobrecarga e choque hidráulico, e a sua relação com a velocidade de rotação e a carga inercial aplicada ao motor.

Ao utilizador é permitido, a qualquer momento, a definição do tempo para a comutação do sentido de movimento, assim como o ajuste da válvula reguladora de caudal.

Exercício C2 – ecrã de informação

Exercícios D

Exercícios D - Comando proporcional de movimento de atuador linear simétrico sujeito a carga inercial ajustável

Introdução

Este é um conjunto de exercícios que realizam o comando proporcional de movimento do atuador linear de duplo efeito simétrico presente no Módulo de Atuadores. Este atuador encontra-se sujeito a uma carga inercial por intermédio da mesa móvel a ele associada. O valor da carga pode ser variado entre 100 e 300 kg.

De uma maneira geral é pretendida uma análise às características do seu movimento, sob diversas condições de velocidade e de carga.

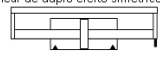


Ecrã 1 – introdução ao grupo de exercícios D


Exercícios D - Comando proporcional de movimento de atuador linear simétrico sujeito a carga inercial ajustável

Material necessário


Grupo hidráulico 1 - bomba de cilindrada fixa de 16 cm³
Atuador linear de duplo efeito simétrico 50x36-500




Eletroválvula direcional proporcional, de centro fechado, com "feedback"



Válvula limitadora de pressão



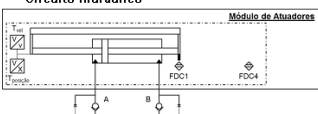
Transdutores de pressão (TP1, TP2 e TP3)



Ecrã 3 – lista de material necessário à construção do circuito em fonte de pressão

Exercícios D - Comando proporcional de movimento de atuador linear simétrico sujeito a carga inercial ajustável

Circuito hidráulico



Ligação válvula direcional:
Y1 - movimento de recuo
Y2 - movimento de avanço

Por favor verifique as ligações do circuito hidráulico

Ecrã 4 – apresentação do circuito hidráulico em fonte de pressão

Exercícios D - Comando proporcional de movimento de atuador linear simétrico sujeito a carga inercial ajustável

Escolha do exercício

1 - Influência das rampas de aceleração e desaceleração no movimento	<input type="button" value="Escolher"/>
2 - Análise de perdas de carga na válvula e eficiência do circuito	<input type="button" value="Escolher"/>
3 - Movimento cíclico: compensação de desvios de curso ocorridos nas inversões de sentido de movimento	<input type="button" value="Escolher"/>

Ecrã 5 – escolha do exercício pretendido com circuito em fonte de pressão

Exercícios D - Comando proporcional de movimento de atuador linear simétrico sujeito a carga inercial ajustável

Escolha do tipo de circuito

Neste grupo de exercícios é disponibilizado um circuito em fonte de pressão e outro circuito em fonte de caudal.

Nos exercícios que recorrem ao circuito em fonte de pressão, o comando de movimento é materializado por uma válvula direcional proporcional com feedback, comandada eletronicamente pela carta Rexroth VT5005. Já nos exercícios que recorrem ao circuito em fonte de caudal, é utilizada a bomba de cilindrada variável, cujo comando eletrónico de cilindrada é realizado por intermédio da carta VT5036.

O utilizador poderá aqui escolher qual dos circuitos pretende analisar.

Fonte de pressão

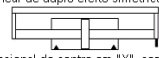
Fonte de caudal

Ecrã 2 – escolha do tipo de circuito hidráulico


Exercícios D - Comando proporcional de movimento de atuador linear simétrico sujeito a carga inercial ajustável

Material necessário


Grupo hidráulico 2 - bomba de cilindrada variável até 28 cm³
Atuador linear de duplo efeito simétrico 50x36-500




Eletroválvula direcional de centro em "Y", com A e B ligados a T



Válvula limitadora de pressão (2x)



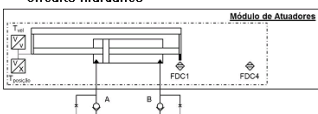
Transdutores de pressão (TP1, TP2 e TP3)



Ecrã 3 – lista de material necessário à construção do circuito em fonte de caudal

Exercícios D - Comando proporcional de movimento de atuador linear simétrico sujeito a carga inercial ajustável

Circuito hidráulico



Ligação saídas digitais:
Y1 - movimento de recuo - ligação à ficha S1
Y2 - movimento de avanço - ligação à ficha S2

Por favor verifique as ligações do circuito hidráulico

Ecrã 4 – apresentação do circuito hidráulico em fonte de caudal

Exercícios D - Comando proporcional de movimento de atuador linear simétrico sujeito a carga inercial ajustável

Escolha do exercício

4 - Análise de potência e eficiência durante o movimento	<input type="button" value="Escolher"/>
5 - Movimento cíclico: compensação de desvios nas inversões de sentido de movimento	<input type="button" value="Escolher"/>

Ecrã 5 – escolha do exercício pretendido com circuito em fonte de caudal

Exercício D1 - Influência das rampas de aceleração e desaceleração no movimento do atuador, com circuito em fonte de pressão

Informação sobre o exercício

Pretende-se caracterizar a influência da aplicação de rampas de aceleração e desaceleração na dinâmica do sistema. O valor das rampas e o valor de comando da válvula são definidos pelo utilizador. Em cada ciclo de movimento completo de avanço e de recuo, são medidos os tempos de rampa de aceleração e desaceleração respectivos.

Durante o movimento é medido o valor do curso do atuador realizado a velocidade constante. Sempre que o atuador atinge o FDC4, em avanço, ou o FDC1, em recuo, é dada instrução de paragem do mesmo, sendo medidos os valores do tempo efetivo de paragem e o valor do sobrecurso verificado.

Exercício D1 – ecrã de informação

Exercício D3 - Movimento cíclico: compensação dos desvios de curso ocorridos nas inversões de sentido de movimento, com circuito em fonte de pressão

Informação sobre o exercício

Neste exercício são executados movimentos de vaivém do atuador linear simétrico, conforme o seguinte diagrama temporal:

É pretendido que o utilizador analise as características de inversão do sentido de movimento perante diversas condições de carga e de velocidade. Esta análise incide sobre os desvios de posição verificados durante as inversões, relativamente ao ponto médio de atuação dos sensores de fim de curso, determinados com recurso a um transdutor de posição potenciométrico. Esta informação poderá ser depois utilizada para realizar uma compensação desses desvios.

A descrição da função de compensação é realizada no ecrã seguinte.

Exercício D3 – ecrã de informação 1

Exercício D4 - Estudo do balanço energético durante o movimento, com circuito em fonte de caudal

Informação sobre o exercício

Neste exercício são executados movimentos de vaivém do atuador linear simétrico, conforme o seguinte diagrama temporal:

Pretende-se que seja realizada uma análise energética a todo o circuito hidráulico, durante o movimento do atuador. São usadas as informações dos transdutores de pressão e do transdutor de velocidade para a determinação de potências, nos diversos componentes, de acordo com a seguinte expressão:

$$\text{Potência} = \text{Caudal} \times \Delta p$$

De modo a ser possível a determinação da eficiência, é também calculado, em cada ciclo, o valor de potência total fornecida pela bomba:

$$\text{Potência bomba} = \text{Caudal nominal} \times \text{pressão circuito}$$

Exercício D4 – ecrã de informação

Exercício D5 - Movimento cíclico: compensação dos desvios de curso ocorridos durante a inversão do sentido de movimento, com circuito em fonte de caudal

Compensação de sobrecurso

O cálculo da compensação de sobrecurso faz uso do transdutor de posição potenciométrico associado ao atuador linear simétrico do Módulo de Atuadores. Quando esta opção se encontra ativa, são realizadas, de forma cíclica, as seguintes tarefas:

- 1 - Leitura do ponto inicial do campo de deteção de cada FDC;
- 2 - Cálculo do ponto médio de cada FDC, em função do seu ponto inicial e do seu campo de deteção (predefinido);
- 3 - Leitura do valor mínimo atingido durante o movimento de recuo e do valor máximo atingido durante o avanço;
- 4 - Cálculo da compensação necessária a efetuar no ciclo seguinte.

Exercício D5 – ecrã de informação 2

Exercício D2 - Estudo do balanço energético durante o movimento de avanço e de recuo, com circuito em fonte de pressão

Informação sobre o exercício

Neste exercício são executados movimentos de vaivém do atuador linear simétrico, conforme o seguinte diagrama temporal:

Pretende-se que seja realizada uma análise energética a todo o circuito hidráulico, durante o movimento do atuador. São usadas as informações dos transdutores de pressão e do transdutor de velocidade para a determinação de potências, nos diversos componentes, de acordo com a seguinte expressão:

$$\text{Potência} = \text{Caudal} \times \Delta p$$

De modo a ser possível a determinação da eficiência, é também calculado, em cada ciclo, o valor de potência total fornecida pela bomba:

$$\text{Potência bomba} = \text{Caudal nominal} \times \text{pressão circuito}$$

De acordo com a folha de catálogo da bomba utilizada, o seu caudal nominal é 24 l/min. É este o valor de referência utilizado na determinação da potência da bomba. O valor de pressão do circuito é ajustável pelo utilizador por intermédio da válvula limitadora de pressão.

Exercício D2 – ecrã de informação

Exercício D3 - Movimento cíclico: compensação dos desvios de curso ocorridos nas inversões de sentido de movimento, com circuito em fonte de pressão

Compensação de sobrecurso

O cálculo da compensação de sobrecurso faz uso do transdutor de posição potenciométrico associado ao atuador linear simétrico do Módulo de Atuadores. Quando esta opção se encontra ativa, são realizadas, de forma cíclica, as seguintes tarefas:

- 1 - Leitura do ponto inicial do campo de deteção de cada FDC;
- 2 - Cálculo do ponto médio de cada FDC, em função do seu ponto inicial e do seu campo de deteção (predefinido);
- 3 - Leitura do valor mínimo atingido durante o movimento de recuo e do valor máximo atingido durante o avanço;
- 4 - Cálculo da compensação necessária a efetuar no ciclo seguinte.

Exercício D3 – ecrã de informação 2

Exercício D5 - Movimento cíclico: compensação dos desvios de curso ocorridos durante a inversão do sentido de movimento, com circuito em fonte de caudal

Informação sobre o exercício

Neste exercício são executados movimentos de vaivém do atuador linear simétrico, conforme o seguinte diagrama temporal:

É pretendido que o utilizador analise as características de inversão do sentido de movimento perante diversas condições de carga e de velocidade. Esta análise incide sobre os desvios de posição verificados durante as inversões, relativamente ao ponto médio de atuação dos sensores de fim de curso, determinados com recurso a um transdutor de posição potenciométrico. Esta informação poderá ser depois utilizada para realizar uma compensação desses desvios.

A descrição da função de compensação é realizada no ecrã seguinte.

Exercício D5 – ecrã de informação 1

Exercícios E


Exercícios E - Comando proporcional de movimento de atuador linear assimétrico sujeito a carga gravítica

Introdução

Este conjunto de exercícios realiza o comando proporcional de movimento do atuador linear de duplo efeito assimétrico presente no Módulo de Comandos. Este atuador encontra-se sujeito a uma carga gravítica, de valor fixo (100 kg) por intermédio de um cabo.

A carga pode assumir duas configurações distintas: carga atuante na câmara secundária e carga atuante na câmara principal. As duas configurações são obtidas através da disposição do cabo nas roldanas associadas, como será explicado no ecrã seguinte.

Pretende-se assim efetuar uma análise às características de movimento deste atuador, perante diferentes configurações de carga e diferentes condições de velocidade, sensibilizando o utilizador para as particularidades de movimento desta solução.



Ecrã 1 – introdução ao grupo de exercícios E

Exercícios E - Comando proporcional de movimento de atuador linear assimétrico sujeito a carga gravítica

Escolha do tipo de circuito

Neste grupo de exercícios é disponibilizado um circuito em fonte de pressão e outro circuito em fonte de caudal.

Nos exercícios que recorrem ao circuito em fonte de pressão, o comando de movimento é materializado por uma válvula direcional proporcional com feedback, comandada eletronicamente pela carta Rexroth VT5005. Já nos exercícios que recorrem ao circuito em fonte de caudal, é utilizada a bomba de cilindrada variável, cujo comando eletrónico de cilindrada é realizado por intermédio da carta VT5036.

O utilizador poderá aqui escolher qual dos circuitos pretende analisar.

Fonte de pressão **Fonte de caudal**

Ecrã 3 – escolha configuração circuito

Exercícios E - Comando proporcional de movimento de atuador linear assimétrico sujeito a carga gravítica

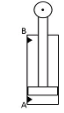

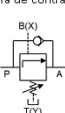
Lista de material necessário

Grupo hidráulico 2 - bomba de cilindrada variável até 28 cm³

Atuador linear de duplo efeito assimétrico 50x28-300 Eletroválvula direcional de centro em "Y", com A e B ligados a T

Válvula limitadora de pressão Válvula de contrapressão

Transdutores de pressão (TP1, TP2 e TP3)

Ecrã 4 – lista de material necessário à montagem do circuito em fonte de caudal

Exercícios E - Comando proporcional de movimento de atuador linear assimétrico sujeito a carga gravítica

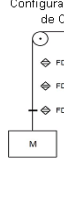

Escolha da configuração de carga

Carga atuante na câmara secundária **Carga atuante na câmara principal**

Configuração no Módulo de Comandos Configuração equivalente

Configuração no Módulo de Comandos Configuração equivalente

Escolher **Escolher**

Ecrã 2 – escolha configuração de carga

Exercícios E - Comando proporcional de movimento de atuador linear assimétrico sujeito a carga gravítica



Lista de material necessário

Grupo hidráulico 1 - bomba de cilindrada fixa de 16 cm³

Atuador linear de duplo efeito assimétrico 50x28-300 Eletroválvula direcional proporcional, de centro fechado, com "feedback"

Válvula limitadora de pressão Válvula de contrapressão

Transdutores de pressão (TP1, TP2 e TP3)

Ecrã 4 – lista de material necessário à montagem do circuito em fonte de pressão

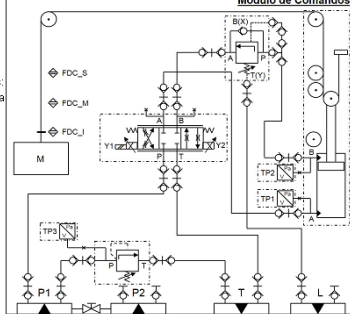
Exercícios E - Comando proporcional de movimento de atuador linear assimétrico sujeito a carga gravítica

Circuito hidráulico

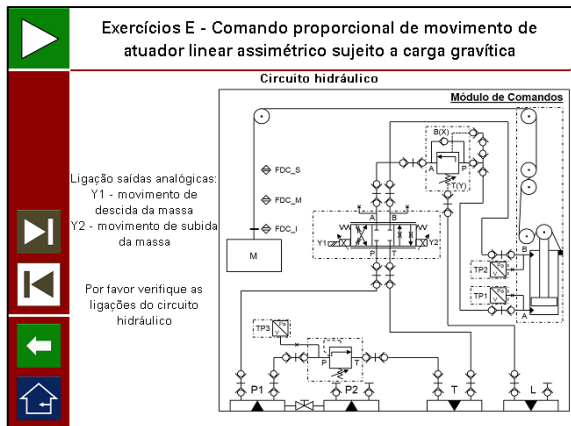
Ligação saídas analógicas: Y1 - movimento de subida da massa Y2 - movimento de descida da massa

Por favor verifique as ligações do circuito hidráulico

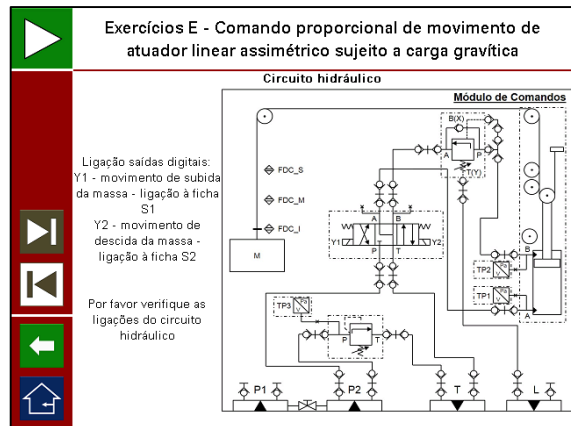
Módulo de Comandos



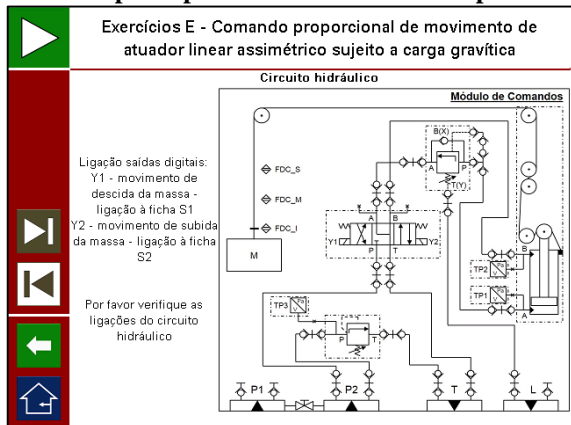
Ecrã 5 – circuito hidráulico com carga atuante na câmara secundária e circuito em fonte de pressão



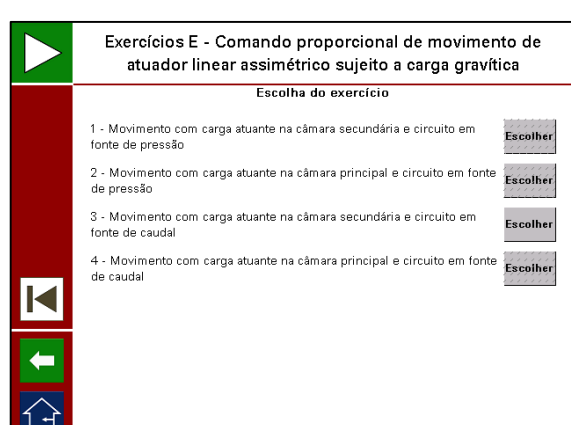
Ecrã 5 – circuito hidráulico com carga atuante na câmara principal e circuito em fonte de pressão



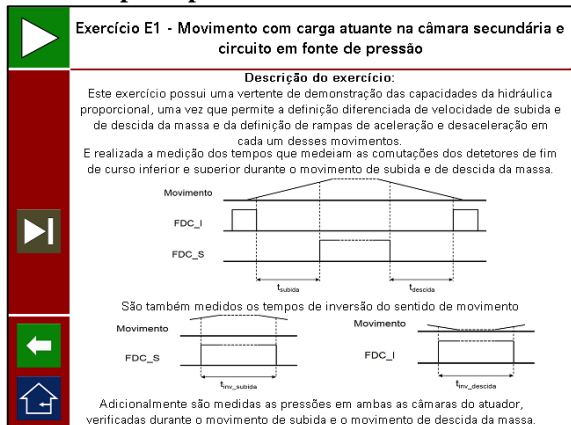
Ecrã 5 – circuito hidráulico com carga atuante na câmara secundária e circuito em fonte de caudal



Ecrã 5 – circuito hidráulico com carga atuante na câmara principal e circuito em fonte de caudal



Ecrã 6 – escolha do exercício pretendido



Exercício E1, E2, E3 e E4 – ecrã de informação

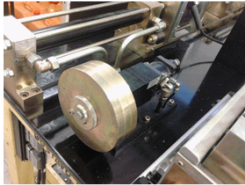
Exercícios F

Exercícios F - Comando proporcional de movimento de motor hidráulico sujeito a carga inercial ajustável

Introdução

Neste conjunto de exercícios é realizado o comando do movimento do motor hidráulico presente no Módulo de Atuadores. Este motor encontra-se sujeito a uma carga inercial ajustável, através da colocação de discos metálicos no seu eixo. O momento de inércia de cada disco é $25,4 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2$. No total existem três discos.

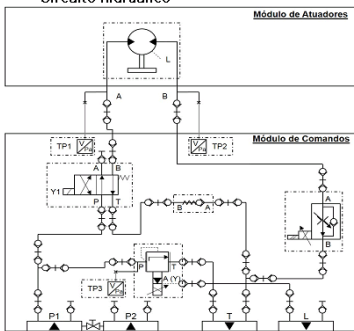
É pretendido com este conjunto de exercícios evidenciar e analisar características do movimento do motor hidráulico, realizado com comando proporcional, perante diferentes condições de carga e de velocidade.



Ecrã 1 – introdução ao grupo de exercícios F

Exercícios F - Comando proporcional de movimento de motor hidráulico sujeito a carga inercial ajustável

Circuito hidráulico



Ligação saídas digitais:
Y1 - rotação do motor -
ligação à ficha S1


Por favor verifique as
ligações do circuito
hidráulico

Ecrã 3 – apresentação do circuito hidráulico

Exercícios F - Comando proporcional de movimento de motor hidráulico sujeito a carga inercial ajustável


Material

Grupo hidráulico 1 - bomba de cilindrada fixa de 16 cm³
Motor hidráulico bidirecional de engrenagem exterior - cilindrada efetiva 4,19 cm³




Eletroválvula direcional 4/2 monostável

Transdutores de pressão (TP1, TP2 e TP3)



Válvula limitadora de pressão proporcional

Válvula reguladora de caudal de 2 orifícios proporcional, com feedback



Válvula de retenção simples

Ecrã 2 – lista de material necessário

Exercício F1 - Controle de velocidade de motor hidráulico

Descrição do exercício:

Este é um exercício de demonstração didática onde é possível observar as vantagens e características da utilização da hidráulica proporcional no controle de velocidade de rotação do motor hidráulico.

Estando a central hidráulica ligada o utilizador pode, a qualquer momento, definir a velocidade de rotação pretendida para o motor hidráulico, numa gama de 200 a 2400 rpm (em intervalos de 100 rpm), assim como o tipo de controlador que pretende utilizar:

- Controlo P (proporcional)
- Controlo I (integral)
- Controlo PI (proporcional integral)
- Controlo PD (proporcional derivativo)
- Controlo PID (proporcional, integral e derivativo)
- Controlo PI-D (proporcional e integral, com ação derivativa apenas no sinal de feedback)

Consoante o tipo de controlador escolhido, são disponibilizados comandos que permitem a alteração do ganho proporcional, tempo integral e tempo derivativo.

Exercício F1 – ecrã de informação

Exercícios G

Exercícios G - Caracterização de elementos da banca

Escolha

1 - Calibração e caracterização da histerese de pressostatos


2 - Caracterização da dinâmica de eletroválvulas direcionais 4/3

Ecrã 1 – escolha do exercício pretendido

Exercício G1 - Calibração e caracterização da histerese de pressostatos


Material necessário

Central hidráulica 2 - bomba de cilindrada variável até 28 cm³
Eletroválvula direcional de centro em "Y", com A e B ligados a T



Válvula limitadora de pressão proporcional

2 pressostatos de ajuste mecânico (PS1 e PS2)



Transdutor de pressão (TP1)

Exercício G1 – material necessário

Exercício G1 - Calibração e caracterização da histerese de pressostatos

Objetivos:

- Calibração de pressostatos de ajuste mecânico;
- Determinação da histerese característica para um determinado ajuste dos pressostatos.

Descrição do exercício:

Este exercício fornece uma ferramenta que pretende agilizar o processo de calibração de pressostatos de ajuste mecânico para uma determinada pressão.

Através da definição de uma pressão de "setup", mantida constante por intermédio de um controlador de pressão, o utilizador poderá realizar uma pré-calibração dos pressostatos.

Após esta pré-calibração, são aplicadas sucessivamente rampas de pressão ascendente e descendente a cada um dos pressostatos.

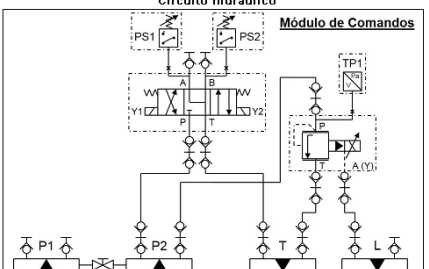
Assim são determinados os valores de pressão nas quais se dá as transições ascendente e descendente dos mesmos, verificando-se assim a histerese característica.

O utilizador poderá depois realizar um ajuste mais fino do pressostato, de acordo com o comportamento pretendido, e repetir o ensaio.

Exercício G1 – ecrã de informação

Exercício G1 - Calibração e caracterização da histerese de pressostatos

Circuito hidráulico



Ligação saídas digitais:
Y1 - ligação à ficha S1
Y2 - ligação à ficha S2

Por favor verifique as ligações do circuito hidráulico

Exercício G1 – circuito hidráulico

Exercício G2 - Caracterização da dinâmica de eletroválvulas direcionais 4/3

Descrição do exercício:

Este exercício visa a determinação experimental das características dinâmicas de uma válvula direcional 4/3, e a influência da pressão nessa mesma dinâmica. Para tal, são determinados diversos tempos, conforme o diagrama temporal que se apresenta:

T1-2 - Movimento da posição central para a posição 2 - Tempo entre transição positiva do solenoide S2 e transição positiva do pressostato 1
T2-1 - Movimento da posição 2 para a posição central - Tempo entre transição negativa do solenoide S2 e transição negativa do pressostato 1
T1-3 - Movimento da posição central para a posição 3 - Tempo entre transição positiva do solenoide S1 e transição positiva do pressostato 2
T3-1 - Movimento da posição 3 para a posição central - Tempo entre transição negativa do solenoide S1 e transição negativa do pressostato 2
T2-3 - Movimento da posição 2 para a posição 3 - Tempo entre transição positiva do solenoide S1 e transição positiva do pressostato 2
T3-2 - Movimento da posição 3 para a posição 2 - Tempo entre transição positiva do solenoide S2 e transição positiva do pressostato 1

O utilizador poderá alterar a pressão de calibração dos pressostatos (através da execução prévia do exercício C1), desta forma permitindo uma análise da dinâmica da válvula direcional sob diferentes valores de pressão. A pressão do circuito é definida 50% acima do valor de calibração dos pressostatos

Exercício G2 – ecrã de informação

Exercício G2 - Caracterização da dinâmica de eletroválvulas direcionais 4/3

Circuito hidráulico

Ligação saídas digitais - dependente da configuração da gaveta da válvula

Y1 - ligação à ficha S1
Y2 - ligação à ficha S2

Y1 - ligação à ficha S2
Y2 - ligação à ficha S1

Por favor verifique as ligações do circuito hidráulico

Exercício G2 – circuito hidráulico

Exercício G2 - Caracterização da dinâmica de eletroválvulas direcionais 4/3

Material necessário

Grupo hidráulico 2 - bomba de cilíndrica variável até 28 cm³
Eletroválvula direcional de centro em "Y", com A e B ligados a T

Válvula limitadora de pressão proporcional

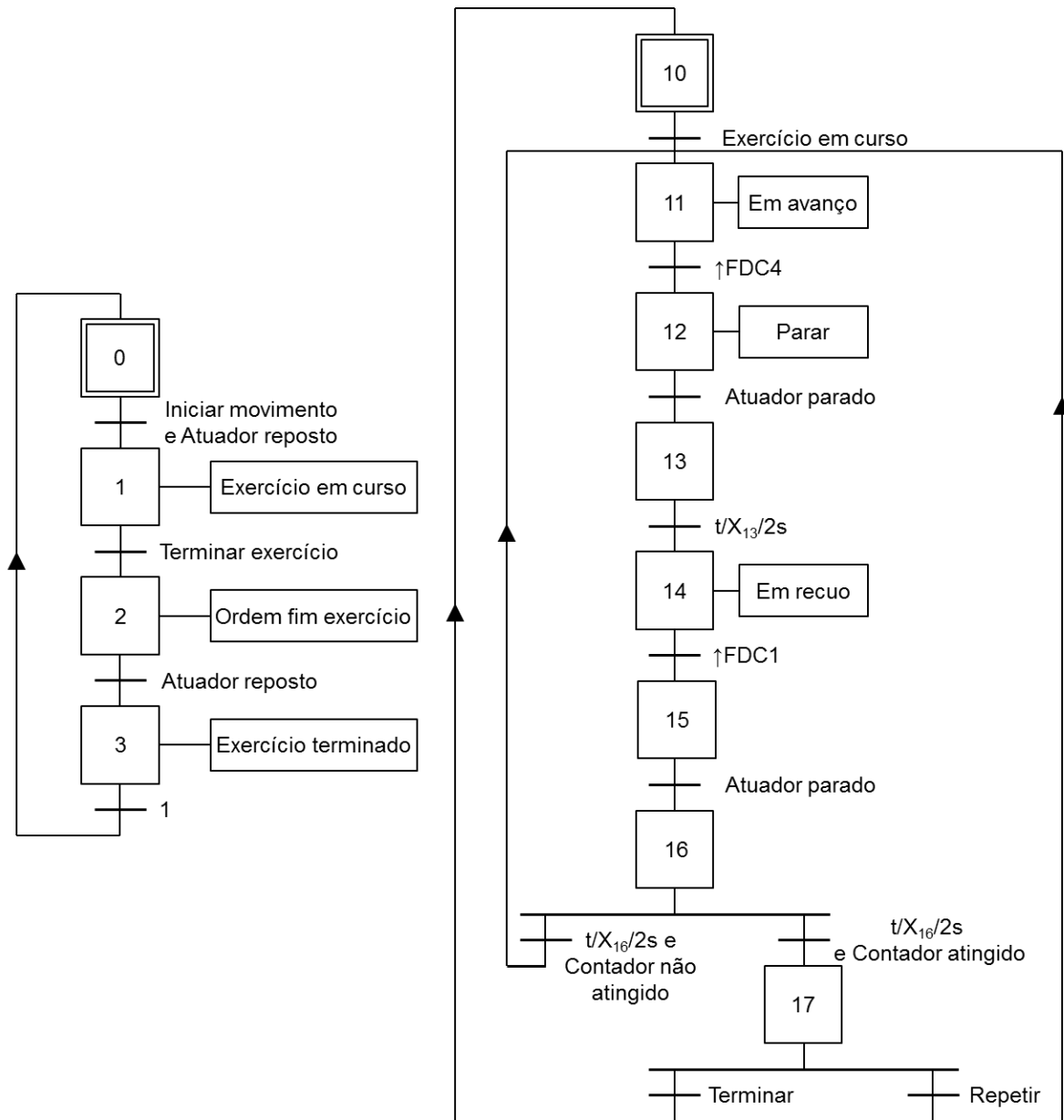
2 pressostatos de ajuste mecânico (PS1 e PS2)

Transdutor de pressão (TP1)

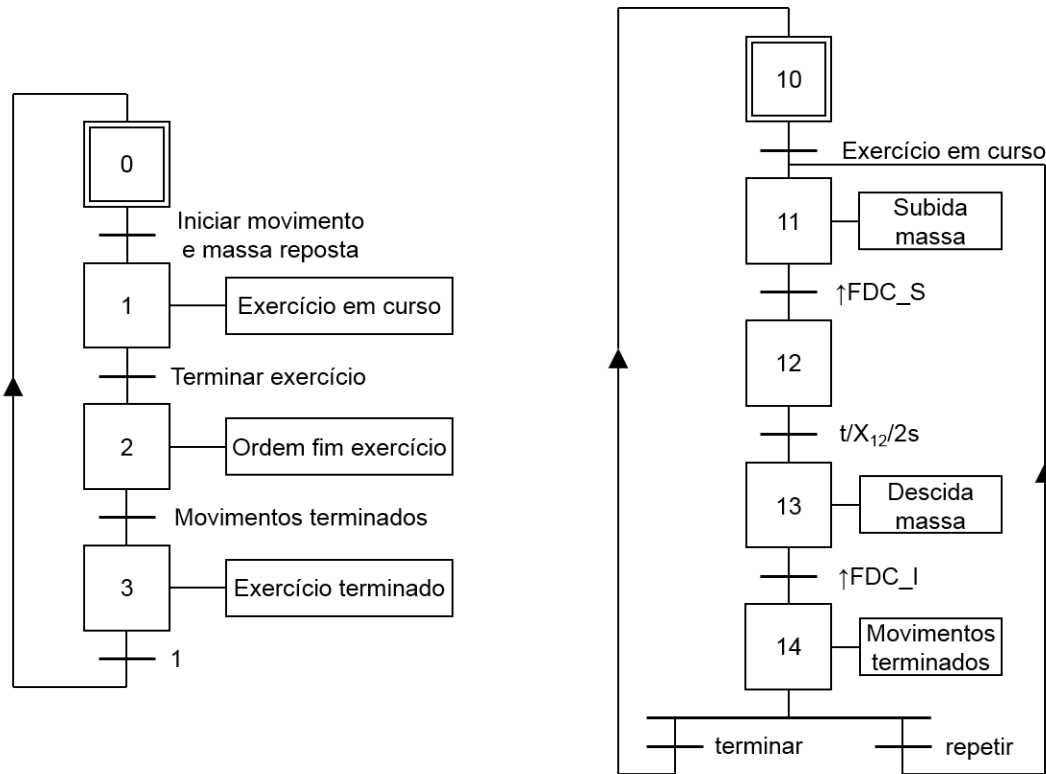
Exercício G2 – material necessário

Anexo D – SFC de programação de exercícios

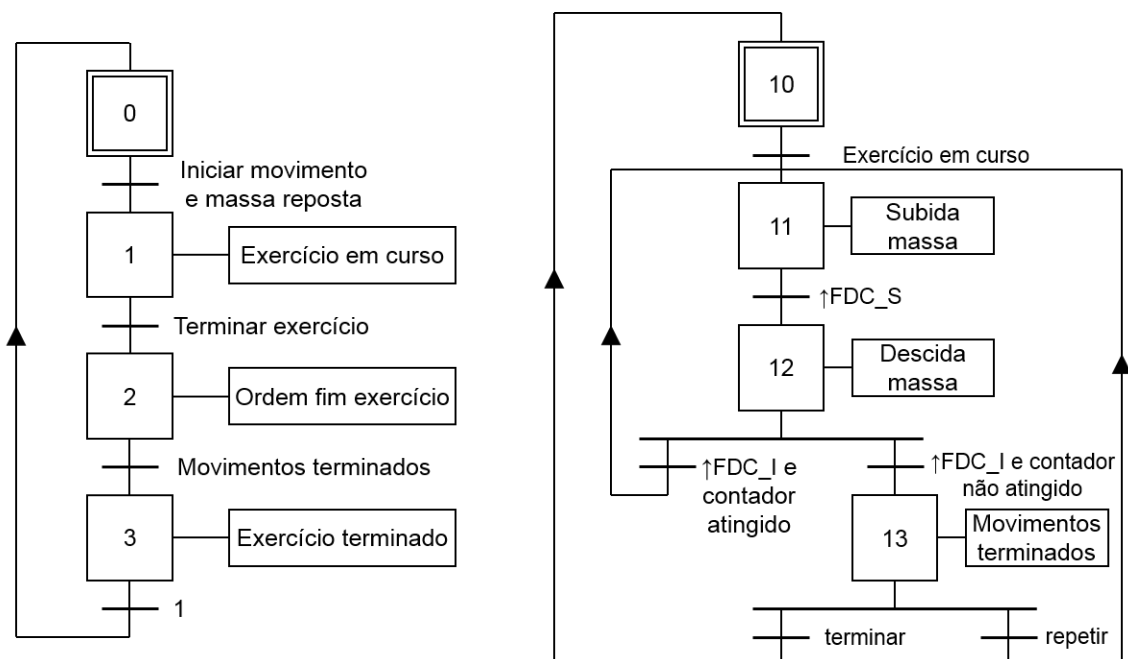
SFC de movimento dos exercícios A1, A2 e A3



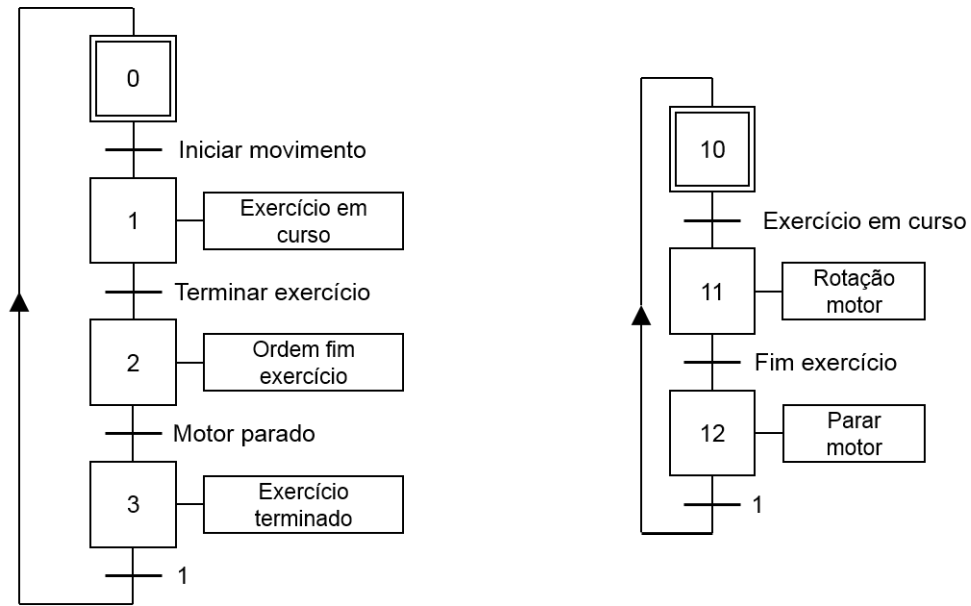
SFC de movimento dos exercícios B1 e B2



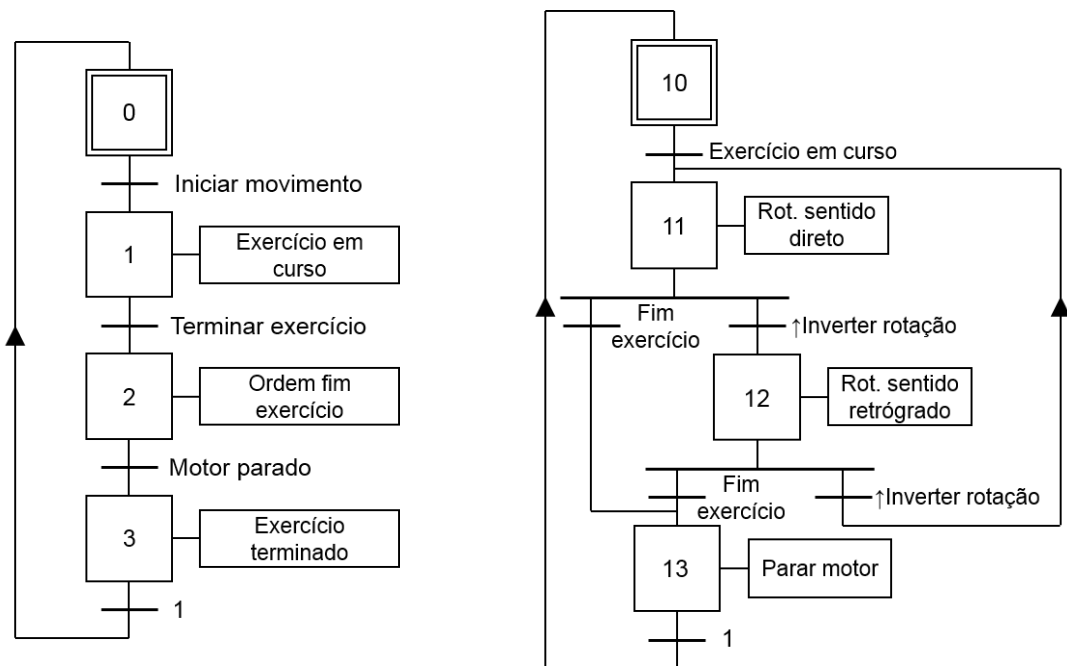
SFC de movimento do exercício B3 e B4



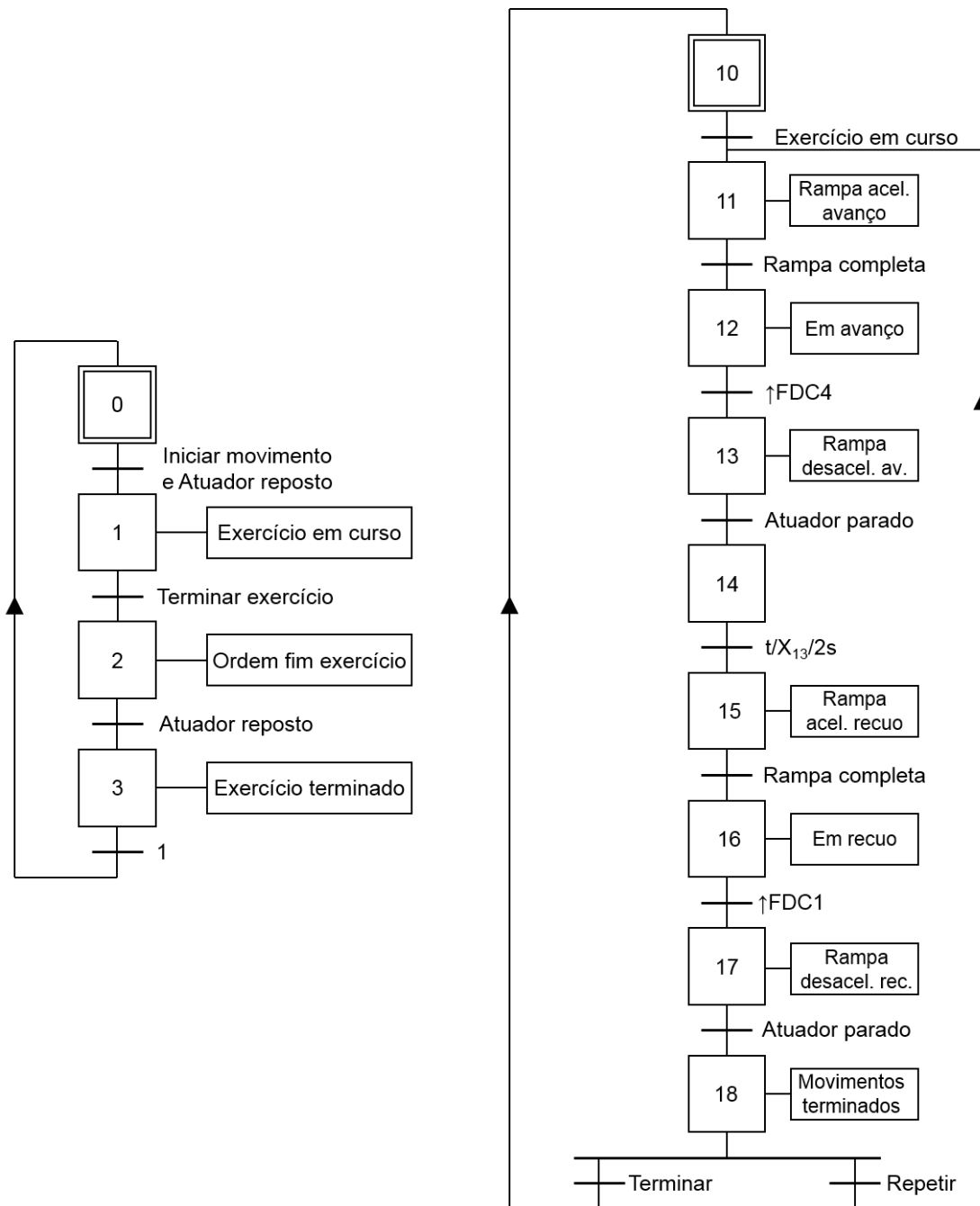
SFC de movimento do exercício C1



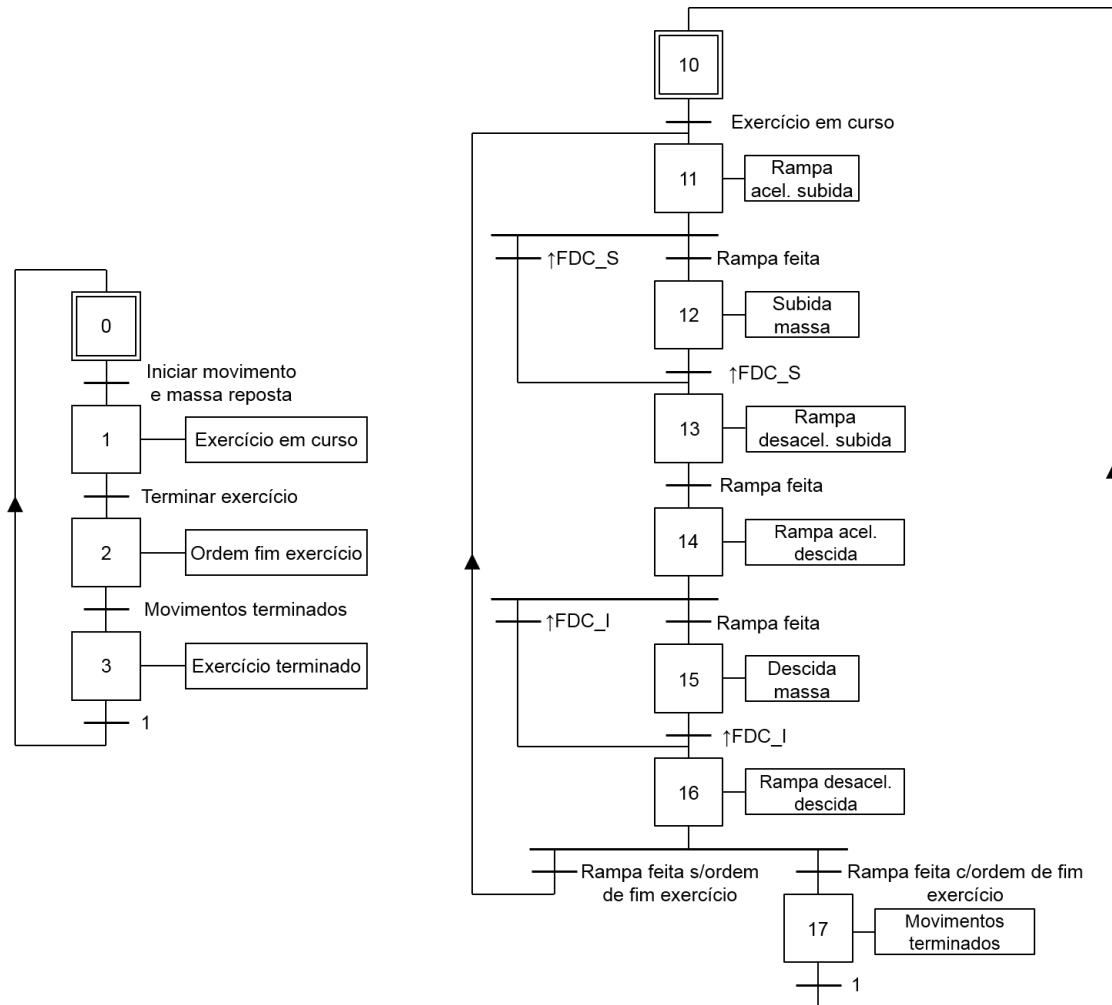
SFC de movimento do exercício C2



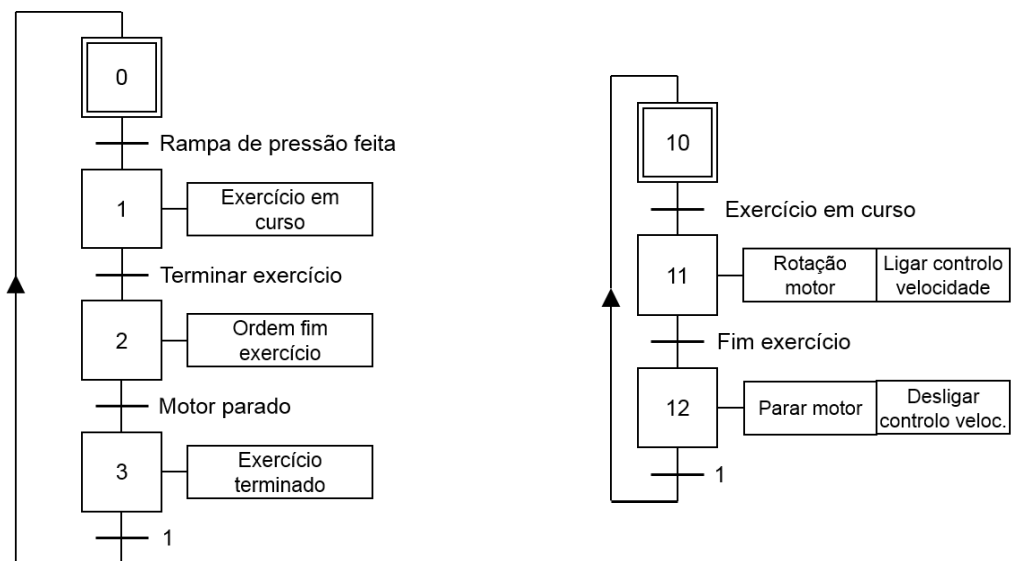
SFC de movimento dos exercícios D1, D2 e D4



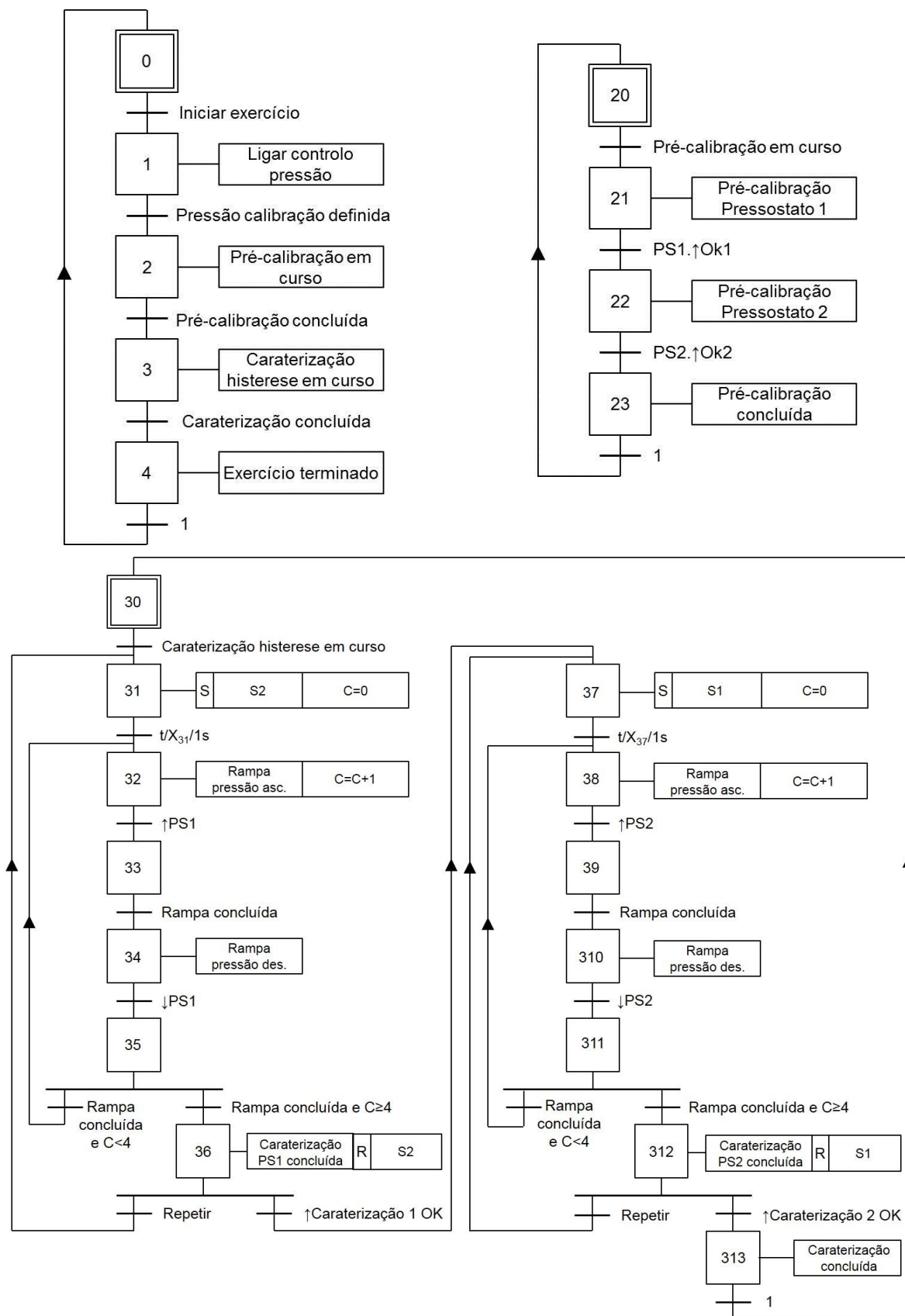
SFC de movimento dos exercícios E1, E2, E3 e E4



SFC de movimento do exercício F1



SFC funcional do exercício G1



SFC funcional do exercício G2

